

**Optimierung hochbelasteter Gelenke in
ungleichmäßig übersetzenden Mechanismen
am Beispiel von Kniehebelschließeinheiten**

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau und Verfahrenstechnik

der

Universität Duisburg-Essen

zur Erlangung des akademischen Grades

eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation

von

Burkhard Jürgen Gronhoff

aus

Telgte

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Johannes Wortberg
Prof. Dr.-Ing. Paul Josef Mauk

Tag der mündlichen Prüfung: 16. Dezember 2015

Vorwort / Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Konstruktion und Kunststoffmaschinen (KKM) an der Universität Duisburg-Essen von 2010 bis 2015.

Meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Johannes Wortberg gilt an dieser Stelle mein größter Dank. Er hat es mir ermöglicht, diese Arbeit im Rahmen einer Promotion anzufertigen und mit vielen Tipps und Anregungen zur Fertigstellung dieser Arbeit beigetragen. Herzlichen Dank für die wertvollen Gespräche und Diskussionen sowie die stetige Unterstützung und Geduld. Auch möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Paul Josef Mauk für das Interesse bzw. die kritische Durchsicht meiner Arbeit und die Übernahme des Koreferats bedanken. Weiterhin bedanke ich mich bei dem Vorsitzenden der Prüfungskommission Herrn Prof. Dr.-Ing. Andrés Kecskeméthy und Herrn Prof. Dr. Sebastian Kaiser als Mitprüfer.

Ein besonders herzliches Dankeschön möchte ich meiner Frau Incke aussprechen, die stets geduldig und verständnisvoll war, mir die Motivation und den Rückhalt für die „letzten Meter“ gab und kritisch meine Arbeit gelesen hat. Du bist großartig! Ich bedanke ich mich auch bei meiner Familie und meinen Schwiegereltern, die mir Rückhalt und Unterstützung während der Anfertigung dieser Arbeit gegeben haben.

Meinen (ehemaligen) Kollegen am Lehrstuhl KKM gilt ein großes Dankeschön für ihre Unterstützung und Kollegialität. Ihr habt dazu beigetragen, dass der Lehrstuhl mehr als nur ein Arbeitsplatz geworden ist. Hier möchte ich mich ganz besonders bei Dr. Oliver te Heesen, Dr. Christoph Mielicki, Jens Siepmann und Felix Schmitz für die kritische Durchsicht meiner Arbeit bedanken. Weiterhin bedanke ich mich bei Dr. Marius Janas, Dr. Felix Heinzler, Gregor Karrenberg und Christoph Ketteler für viele konstruktive Gespräche und Anregungen sowie für die schöne Zeit am Lehrstuhl. Meinen langjährigen Bürokollegen Dr. Levente Szöke, Dr. Andreas Moser, Patrick Weiß und Alexander Porsch möchte ich ebenfalls ein herzliches Dankeschön für die gemeinsame und angenehme Zeit aussprechen. Ein herzliches Dankeschön auch an Dieter Hetz und Rudolf Schlitt für die vielen Ratschläge und die tatkräftige Unterstützung, die zum Erfolg im Technikum beigetragen haben.

Danke auch an Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Köhler und das gesamte Team des CAE-Lehrstuhls, die für Fragestellungen und Diskussionen immer ein offenes Ohr hatten und sich durch eine hohe Hilfsbereitschaft auszeichnen.

Ganz besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Dr. Rainer Hoppe, der neben zahlreichen fachlichen Diskussionen, Anregungen und seiner stetigen Unterstützung immer zur Seite stand und somit zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen hat.

Vielen Dank auch an Dr. Peter Jarosch und Dr. Markus Molls, die meinen Werdegang maßgeblich beeinflusst haben.

Mein weiterer Dank gilt meinen studentischen Hilfskräften Bastian Neubrech und Patrik Lemmen sowie den Abschlussarbeitern Christian Speikamp, Timo Haase, Tuncay Ertugrul, Tim Borchert und Christoph Buggeln, die mit ihrer fachlichen Begeisterung und ihrem persönlichen Engagement wichtige Beiträge zu dieser Arbeit geleistet haben.

Duisburg, Dezember 2015

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	VIII
Summary	X
1. Einleitung	1
1.1 Ausgangssituation und Problemstellung	1
1.2 Zielsetzung	3
2. Stand der Forschung und Technik	5
2.1 Getriebe und Mechanismen	5
2.2 Kniehebelmechanismen	9
2.2.1 Kunststoffspritzgießmaschinen	9
2.2.2 Kniehebelschließeinheiten	11
2.3 Gelenke	16
2.3.1 Konventionelle Gelenke	16
2.3.2 Festkörpergelenke	18
2.4 Moderne Simulationsmethoden	23
2.4.1 Finite-Elemente-Methode	23
2.4.2 Mehrkörpersimulation	25
2.4.3 Elastische Mehrkörpersimulation	26
2.5 Strukturoptimierung	28
2.5.1 Parameteroptimierung	29
2.5.2 Formoptimierung	31
2.5.3 Topologieoptimierung	33
3. Rechnergestützte Analyse des Referenzsystems	36
3.1 Ermittlung der Modelldaten	36
3.1.1 Antrieb	37
3.1.2 Federsteifigkeit	39
3.2 Dynamische Untersuchung	42
3.2.1 Mehrkörpersimulation	42
3.2.2 Elastische Mehrkörpersimulation	44
3.2.3 Dynamische Finite-Elemente-Methode	44
3.2.4 Ergebnisvergleich der dynamischen Untersuchungen	46
3.3 Strukturmechanische Untersuchungen	48
3.3.1 Numerische Strukturanalyse	49
3.3.2 Numerische Kontaktanalyse	52

3.3.3	Numerische Analyse der Einflussfaktoren	56
3.4	Interpretation der Ergebnisse.....	60
4.	Strategien zur Optimierung hochbeanspruchter Gelenke	62
4.1	Konstruktionssystematische Entwicklung alternativer Gelenkstrukturen	62
4.1.1	Klassifizierung von Gelenksystemen	63
4.1.2	Ableitung einer alternativen Gelenkstruktur	64
4.2	Rechnergestützte Entwicklung einer alternativen Gelenkstruktur	65
4.2.1	Voruntersuchungen zur Topologieoptimierung.....	65
4.2.2	Finale Gelenkstruktur	68
4.2.3	Ergebnisse	70
4.3	Optimierung rotationssymmetrischer Gelenkbolzen	72
4.3.1	Gelenkmodelle und Geometrievarianten	73
4.3.2	Parameteroptimierungen der Bolzengeometrien	75
4.3.3	Auswertung der Parameteroptimierungen	78
4.3.4	Dynamische Analyse der optimierten Bolzengeometrien	80
4.4	Interpretation der Ergebnisse.....	83
5.	Experimentelle Untersuchungen.....	85
5.1	Konstruktiver und messtechnischer Aufbau der Prüfvorrichtung	85
5.1.1	Funktionsprinzip und Konstruktion der Prüfvorrichtung	86
5.1.2	Aufbau der Messkette und Steuerung.....	88
5.2	Experimentelle Untersuchung der Wirkmechanismen	90
5.2.1	Einfluss der Biegespannung	91
5.2.2	Einfluss der Druckspannung.....	93
5.2.3	Einflüsse auf die Versuchsergebnisse	96
5.3	Interpretation der Versuchsergebnisse	97
6.	Konzept zur Integration von Festkörpergelenken in Schließeinheiten	98
6.1	Konzept einer 3-Platten-Schließeinheit.....	98
6.2	Geometrieoptimierung.....	99
6.2.1	Gelenkvariante-1	99
6.2.2	Gelenkvariante-2	101
6.2.3	Ergebnisvergleich.....	102
6.3	Rechnergestützte Konzeptanalyse	104
6.3.1	Konzeptmodifikation.....	105
6.3.2	Ergebnisse	105
7.	Fazit und Ausblick	107

8. Literaturverzeichnis.....	110
9. Anhang	118
9.1 Analyse des Referenzsystems	118
9.1.1 Mehrkörpersimulation	118
9.1.2 Dynamische Finite-Elemente-Methode.....	120
9.1.3 Numerische Strukturanalyse.....	120
9.1.4 Numerische Kontaktanalyse	122
9.2 Rechnergestützte Entwicklung alternativer Gelenkstrukturen	126
9.2.1 Fertigungsgerechte Gelenkstruktur	126
9.2.2 Optimierung rotationssymmetrischer Gelenkbolzen	129
9.3 Experimentelle Untersuchungen	137
9.4 Konzept zur Integration von Festkörpergelenken	139
Lebenslauf	141

Abkürzungsverzeichnis

Kurzzeichen	Bezeichnung
ATOM	Abaqus Topology Optimization Module
BWAP	bewegliche Werkzeugaufspannplatte
CAD	Computer-Aided-Design
CAO	Computer-Aided-Optimization
DFEM	Dynamische Finite-Elemente-Methode
DMS	Dehnungsmessstreifen
EMKS	Elastische Mehrkörpersimulation
FEM	Finite-Elemente-Methode
FKG	Festkörpergelenk
FO	Formoptimierung
FWAP	Feste Werkzeugaufspannplatte
FWT	Fahrwerktechnik
GDP	Gradienten-Projektion
GM	Gesamtmodell
GSTIFF	Solver in der Software MSC ADAMS
HAP	hintere Abstützplatte
KHSE	Kniehebelschließeinheit
KK	Kreuzkopf
MKS	Mehrkörpersimulation
m.R.	Mit Reibungseinfluss
o.R.	Ohne Reibungseinfluss
opt.	optimierte Geometrie
PKM	Parallelkinematische Maschinen
PO	Parameteroptimierung
RAMP	Rational Approximation of Material Properties
ref.	Referenz-Geometrie
SIMP	Solid Isotropic Material with Penalization
SKO	Soft-Kill-Option
SQP	Sequentielle quadratische Programmierung

Kurzzeichen	Bezeichnung
TO	Topologieoptimierung
VM	Viertelschnittmodell
WZ	Werkzeug

Formelzeichenverzeichnis

Lateinische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
A_H	$[mm^2]$	Querschnittsfläche der Holme $A_H = 3.217$
A_{WZ}	$[mm^2]$	Querschnittsfläche der Verstrebungen im Spritzgießwerkzeug $A_{WZ} = 2.400$
$B_{A,B,C}$	$[mm]$	Breite der Gelenkbolzen-A, -B und -C
b_{bg}	$[-]$	Bewegungsgrad eines Gelenks
b_{FKG}	$[mm]$	Breite des Festkörpergelenks
c_{DFEM}	$\left[\frac{N}{mm}\right]$	Federsteifigkeit im DFEM-Modell $c_{DFEM} = 209.000$
c_{EMKS}	$\left[\frac{N}{mm}\right]$	Federsteifigkeit im EMKS-Modell $c_{EMKS} = 209.000$
c_{FEM}	$\left[\frac{N}{mm}\right]$	Federsteifigkeit im FEM-Modell
c_{MKS}	$\left[\frac{N}{mm}\right]$	Federsteifigkeit im MKS-Modell
E	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Elastizitätsmodul
E_0	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Ausgangselastizitätsmodul bei der Optimierung mit dem SIMP-Algorithmus
E_i	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Lokaler Elastizitätsmodul bei der Optimierung mit der SKO-Methode
E_{St}	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Elastizitätsmodul für Stahl $E_{St} = 210.000$
E_{WS}	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Elastizitätsmodul in der Wachstumssicht bei der Anwendung der CAO-Methode
f	$[-]$	Gelenkfreiheitsgrad
$F(x)$	$[-]$	Zielfunktion einer Optimierung
$F_{Prüf}$	$[kN]$	Prüfkraft

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$F_{Prüf,Biegung}$	[kN]	Maximale Prüfkraft unter Biegeeinfluss
$F_{Prüf,Druck}$	[kN]	Maximale Prüfkraft unter Druckeinfluss
$F_{Prüf,tot}$	[kN]	Maximaler Prüfkraft bis zur selbsthemmenden Totlage des Kniehebels
F_S	[kN]	Schließkraft
$F_{S,Modell}$	[kN]	max. Schließkraft im Viertelschnittmodell $F_{S,Modell} = 250$
$F_{S,opt}$	[kN]	Schließkraft im DFEM-Modell mit den optimierten Bolzen
F_{xB}	[N]	Kraftkomponente in x-Richtung am Punkt B
F_{y1}	[kN]	Kraft in y-Richtung an der Gelenkvariante-1
F_{y2}	[kN]	Kraft in y-Richtung an der Gelenkvariante-2
F_{y3}	[kN]	Kraft in y-Richtung im Modell der 3-Platten-Schließereinheit
F_{zB}	[N]	Kraftkomponente in z-Richtung am Punkt B
h_{FKG}	[mm]	Höhe des Festkörpergelenks
l_H	[mm]	Länge der Holme $l_H = 2.000$
l_{WZ}	[mm]	Länge der Verstrebungen am Freistrah-Werkzeug $l_{WZ} = 230$
L_0	[mm]	Ursprüngliche Länge eines Körpers
ΔL	[mm]	Längenänderung zwischen drucklosem Werkzeugkontakt und Werkzeugkontakt bei max. Schließkraft
ΔL_{BWAP}	[mm]	Längenänderung der beweglichen Werkzeugaufspannplatte
L_F	[mm]	Länge des Federmodells
ΔL_H	[mm]	Längenänderung der Holme
ΔL_{KH}	[mm]	Längenänderung des Kniehebels
L_{min}	[mm]	Achsabstand in x-Richtung zwischen Gelenk-A und -C bei drucklosem Werkzeugkontakt
L_{max}	[mm]	Achsabstand in x-Richtung zwischen Gelenk-A und -C bei maximaler Schließkraft
ΔL_{WZ}	[mm]	Längenänderung des Spritzgießwerkzeuges
M_B	[Nm]	Drehmoment um Punkt B
M_Z	[Nm]	Drehmoment am FKG um die z-Achse
$P(x)$	[–]	Polynom 9. Grades zur Beschreibung der aus den Messdaten berechneten Kreuzkopfverschiebung
R_{FKG}	[mm]	Radius des Festkörpergelenks

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
R_e	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Streckgrenze eines Werkstoffes
$R_{e,Toolox}$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Streckgrenze des Werkstoffes Toolox-44 $R_{e,Toolox} = 1.300$
R_m	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Zugfestigkeit eines Werkstoffes
s_{BWAP}	$[mm]$	Öffnungshub der beweglichen Werkzeugaufspannplatte
$s_{BWAP,IST}$	$[mm]$	Gemessener Öffnungshub der beweglichen Werkzeugaufspannplatte
$s_{Hy,tot}$	$[mm]$	Maximaler Hydraulikweg bis zur selbsthemmenden Totlage des Kniehebels
$s_{Hy,max}$	$[mm]$	Maximaler Hydraulikweg zur Belastung des Prüfkörpers
$s_{Mess,B}$	$[mm]$	Messbereich der externen Wegmesssensoren an den Biegebal- ken $s_{Mess,B} = 0 - 2$
$s_{Mess,K}$	$[mm]$	Messbereich des externen Wegmesssensors an der Zylinderkol- benstange $s_{Mess,K} = 0 - 20$
t_E	$[s]$	Einspritzzeit
t_{FKG}	$[mm]$	Stegbreite des Festkörpergelenks
t_N	$[s]$	Nachdruckzeit
t_P	$[s]$	Zeit für Werkzeugöffnen und Formteilauswerfen
t_{Tr}	$[s]$	Trockenlaufzeit
Δt_{Ende}	$[s]$	Zeitraum in dem der Prüfkörper entlastet wird $\Delta t_{Ende} = 10$
Δt_{Last}	$[s]$	Zeitraum in dem die Prüfbelastungen auf den Prüfkörper wir- ken $\Delta t_{Last} = 10$
Δt_{Start}	$[s]$	Zeitraum in dem die Prüfbelastungen realisiert werden $\Delta t_{Start} = 10$
ΔT	$[K]$	Temperaturdifferenz bei der Optimierung mit der CAO- Methode
T_{fiktiv}	$[K]$	Fiktive Temperaturverteilung
u	$[-]$	Unfreiheit von Gelenken
$u_i(x)$	$[mm]$	Designvariable mit Verformungsrestriktion
U	$[mm]$	Verformung
U_{ges}	$[mm]$	Gesamtverformung der Kniehebelschließeinheit
U_{BWAP}	$[mm]$	Verformung der beweglichen Werkzeugaufspannplatte
U_H	$[mm]$	Verformung der Holme

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
U_{KH}	[mm]	Verformung des Kniehebelmechanismus
U_{Fs_min}	[mm]	Verformung bei minimaler Schließkraft
U_{Fs_max}	[mm]	Verformung bei maximaler Schließkraft
U_{WZ}	[mm]	Verformung des Spritzgießwerkzeuges
y_1	[mm]	Verschiebung in y-Richtung an der Gelenkvariante-1
y_2	[mm]	Verschiebung in y-Richtung an der Gelenkvariante-2
y_3	[mm]	Verschiebung in y-Richtung im Modell der 3-Platten-Schließeinheit
x_B	[mm]	x-Koordinate Punktes B
$x_{i,grenz}$	[mm]	Designvariable mit geometrischer Restriktion
x_0	[–]	Startvektor einer Optimierungsfunktion
x_{j0}	[–]	Startwert des Startvektors einer Optimierungsfunktion
z_B	[mm]	z-Koordinate Punktes B

Griechische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
α	[°]	Winkel von Hebel-1 und Hebel-2 zur horizontalen Ebene an der Referenz-Kniehebelschließeinheit in Strecklage
α_A	[°]	Winkel zwischen Hebel-1 und der beweglichen Werkzeugaufspannplatte in der Referenz-Kniehebelschließeinheit
α_B	[°]	Winkel zwischen Hebel-1 und Hebel-2 in der Referenz-Kniehebelschließeinheit
α_C	[°]	Winkel zwischen Hebel-2 und der hinteren Abstützplatte in der Referenz-Kniehebelschließeinheit
α_D	[°]	Winkel zwischen Hebel-2 und Hebel-3 in der Referenz-Kniehebelschließeinheit
α_E	[°]	Winkel zwischen Hebel-3 und dem Kreuzkopf in der Referenz-Kniehebelschließeinheit
β	[°]	Winkel von Hebel-2 zur Strecklage von Hebel-1 und Hebel-2 an der Referenz-Kniehebelschließeinheit
β_{PK}	[°]	Winkel zwischen Hebel-A / Hebel-B und dem Prüfkörper in der Prüfvorrichtung
γ_{opt}	[°]	Winkel zwischen Hebel-1 und Hebel-2 im Optimierungsmodell

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
ε	[–]	Dehnung
ε_{BWAP}	[–]	Dehnung der beweglichen Werkzeugaufspannplatte
ε_{FWAP}	[–]	Dehnung der festen Werkzeugaufspannplatte
ε_H	[–]	Dehnung der Holme
ε_{HAP}	[–]	Dehnung der hinteren Abstützplatte
ε_{KH}	[–]	Dehnung des Kniehebelmechanismus
ε_{WZ}	[–]	Dehnung des Spritzgießwerkzeugs
Θ	[°]	Drehwinkel des Festkörpergelenks
ν	[–]	Querkontraktionszahl $\nu = 0,3$ für Stahl
μ_{MKS}	[–]	Reibungskoeffizient im Modell zur MKS $\mu_{MKS} = 0,1$
μ_{EMKS}	[–]	Reibungskoeffizient im Modell zur EMKS $\mu_{EMKS} = 0,1$
μ_{DFEM}	[–]	Reibungskoeffizient im Modell zur DFEM $\mu_{DFEM} = 0,1$
ρ_0	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$	Ausgangsdichte bei der Optimierung mit dem SIMP-Algorithmus
σ	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$	mechanische Spannung
σ_B	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$	Biegespannungen am Prüfkörper
σ_D	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$	Druckspannungen am Prüfkörper
σ_{Re}	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$	Dehngrenze eines Werkstoffes
$\sigma_i(x)$	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$	Designvariable mit Spannungsrestriktion
$\sigma_{i,Mises}$	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$	Lokale Vergleichsspannung nach von Mises bei der Optimierung mit der SKO-Methode
σ_{Mises}	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$	Vergleichsspannungen nach von Mises
σ_{mw}	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$	Mittelwert aller an einem Element auftretenden Knotenspannungen
σ_{ref}	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$	Referenzspannung bei der Optimierung mit der CAO-Methode
φ	[°]	Winkel zwischen Hebel-A bzw. Hebel-B zur horizontalen Ebene an der Prüfvorrichtung

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$\varphi_{Prüf}$	[°]	Schwenkwinkel am Kniehebels in den experimentellen Untersuchungen $\varphi_{Prüf} = 1,8$
$\varphi_{Prüf,Start}$	[°]	Startposition des Schwenkwinkels am Kniehebels in den experimentellen Untersuchungen $\varphi_{Prüf,Start} = 3,0$
$\varphi_{Prüf,Ende}$	[°]	Endposition des Schwenkwinkels am Kniehebel in den experimentellen Untersuchungen $\varphi_{Prüf,Ende} = 1,2$

Zusammenfassung

Ungleichmäßig übersetzende Mechanismen werden in einer Vielzahl von Anwendungen eingesetzt, in denen die Umsetzung von bewegungs- oder kraftübertragenden Aufgaben erforderlich ist. Ein häufiger Anwendungsbereich von Mechanismen mit hoher nicht-linearer Übersetzung zwischen der antreibenden und angetriebenen Komponente sind Kniehebelschließeinheiten in Kunststoffspritzgießmaschinen. Die hochdynamischen Verfahrbewegungen und die hohen Kraftwirkungen stehen bei Kniehebelmechanismen in einem direkten funktionellen Zusammenhang. Das Wirkprinzip zur Kraftvervielfältigung dieser Mechanismen zeigt besonders beim Übergang in der Strecklage gegenüber anderen Mechanismen deutliche Vorteile. Jedoch resultieren aus dem nicht-linearen Übersetzungsverhalten hohe Belastungen auf die Gelenke der Kniehebelmechanismen. Die Gelenke unterliegen während der dynamischen Verfahrbewegungen der beweglichen Werkzeugaufspannplatte einer Schwenkbewegung mit variierenden Radialkraftvektoren, welche durch die Trägheit der bewegten Massen beeinflusst werden. Während der Phase des Schließkraftaufbaus resultieren die Radialkräfte ausschließlich aus der Schließkraft und variieren in geringen Winkelbeträgen. Dadurch entstehen hohe Beanspruchungen in den Kontaktbereichen der Bolzengelenke, sodass Beschädigungen der Kontaktflächen und ein frühzeitiger Ausfall der Gelenke möglich sind.

An der in dieser Arbeit ausgewählten 5-Punkt-Doppel-Kniehebelschließeinheit wurden grundlegende Optimierungsansätze für eine beanspruchungsgerechte Gelenkgestaltung identifiziert. Um die Beanspruchungen umfassend zu beschreiben, werden sowohl die dynamischen (z.B. Geschwindigkeit, Beschleunigung) als auch die strukturellen Eigenschaften (z.B. Vergleichs- und Kontaktspannungen) durch den Einsatz numerischer Analyseverfahren untersucht. Der Fokus liegt auf einem effizienten Einsatz der Simulationsmethoden. Es sollte ein Maximum an Informationen zu den Beanspruchungen in der dynamischen Phase und der Phase des Schließkraftaufbaus durch den gezielten Softwareeinsatz ermittelt werden. Die Ergebnisse der MKS, EMKS und DFEM zeigen in Bezug auf die Verschiebungen und Geschwindigkeiten keine Unterschiede. Eine Abweichung der Beschleunigung ist lediglich bei der DFEM zu beobachten. Eine mögliche Ursache ist die hohe Anzahl der Freiheitsgrade, welche in der Simulation zu berücksichtigen sind. Durch die Berücksichtigung der Elastizität in den Simulationen konnten die Untersuchungen um die Vergleichsspannungen nach v. Mises durch die EMKS und DFEM erweitert werden. Eine Gegenüberstellung der Ergebnisse zeigte, dass die in der EMKS ermittelten v. Mises-Spannungen bei gleichen Randbedingungen in den Modellen größer sind. Durch statische FEM-Analysen konnten jedoch die Beträge der Spannungen des DFEM-Modells verifiziert werden. Weiterhin konnte aus den Ergebnissen der DFEM abgeleitet werden, dass die Kontaktspannungen während des Schließkraftaufbaus signifikant ansteigen, sodass die Gelenkbeanspruchungen während der dynamischen Phase vernachlässigt werden. Die geringe Schwenkbewegung der Hebel führt zu einer Relativbewegung zwischen den Bolzen und den Gelenkbohrungen. Zudem zeigten die Kontaktanalysen hohe und lokale Spannungsgradienten in den Bereichen der Bohrungskanten (Kantenpressung). Eine Verifikation dieser Ergebnisse durch statische FEM-Analysen ermöglichte auch die Identifikation von Spielpassungen als primären Einflussfaktor auf die Spannungsbeträge. Eine Kombination der Relativbewegungen und der hohen lokalen Spannungsgradienten führt zu hohen tribologischen Beanspruchungen. Zusammenfassend können durch den Einsatz der DFEM in Bezug auf die Kontaktstellen die Beanspruchungen umfassend beschrieben werden, jedoch resultieren lange Simulationszeiten.

Zur Reduzierung der Kontaktspannungen und der Relativbewegungen wurde eine Gelenkgeometrie entwickelt, die sowohl die Anforderungen an die dynamische Phase als auch für die Phase des Schließkraftaufbaus erfüllt. Diese Gelenkgeometrie ist als Festkörpergelenk ausgeführt und ermöglicht durch

den Einsatz von zusätzlichen Kontaktflächen die mechanische Unterteilung des gesamten Schließprozesses in die dynamische Phase und die Schließkraftaufbauphase. Ein Wechsel dieser Phasen wird durch die Blockierung der Bolzenrotation an den zusätzlichen Kontaktflächen realisiert. Unter dem Aspekt der Gelenkintegration in die Struktur der Referenz-Kniehebelschließeinheit müssen die konstruktiven Abmessungen berücksichtigt werden. Daher wurde zur Entwicklung einer beanspruchungsgerechten Gelenkgeometrie die rechnergestützte Topologieoptimierung verwendet. Aus der Verfahrensbewegung des Kreuzkopfes resultiert die Biegung des Festkörpergelenks und ermöglicht somit den elastischen Schließkraftaufbau. Der elastische Kraftaufbau führte zu hohen Spannungen in den Komponenten der Schließeinheit. Entsprechende Modifikationen des Simulationsmodells ermöglichten die Definition eines Untersuchungsraums zur Optimierung der geometriebeschreibenden Parameter und zur Ableitung der finalen Gelenkgeometrie. Eine Fertigung der Gelenkgeometrie ermöglicht die experimentelle Untersuchung der Wirkmechanismen.

Weitere Optimierungsansätze konzentrieren sich auf die hohen lokalen Spannungsgradienten an den Bolzen in den Bereichen der Kantenpressung. Speziell in diesen Bereichen wurde die Bolzenkontur durch Geometrieparameter beschrieben, sodass durch eine rechnergestützte Parameteroptimierung eine beanspruchungsgerechte Bolzengeometrie entwickelt wurde. Ein Vergleich der optimierten und der zylinderförmigen Bolzen zeigte eine erhebliche Verbesserung in Bezug auf die Kontaktspannungen. Die lokalen Verringerungen der Bolzendurchmesser führen jedoch zu einer größeren Durchbiegung und somit zu einer Erhöhung der Vergleichsspannungen nach v. Mises.

Zur experimentellen Überprüfung der Wirkmechanismen an dem Festkörpergelenk wurde eine Prüfvorrichtung entwickelt. Durch einen servohydraulischen Linearzylinder wird eine definierte Kraft auf ein Kniehebelsystem eingeleitet. Die Übersetzung des Kniehebelsystems ermöglicht zum einen die Realisierung hoher Prüfkrafts und zum anderen die erforderliche Schwenkbewegung zur Biegung des Festkörpergelenks. Eine messtechnische Überwachung der Spannungen am Prüfkörper wurde mithilfe von DMS ermöglicht. Es konnte in den Auswertungen der gemessenen Spannungen gezeigt werden, dass die Ausrichtung des Prüfkörpers zur Hauptkraftflussrichtung die Realisierung der Prüfkrafts beeinflusst. Dies ist mit der hohen Nachgiebigkeit in Biegerichtung und der hohen Drucksteifigkeit zu begründen. Es konnte aus den Versuchsauswertungen abgeleitet werden, dass die Wirkmechanismen des Festkörpergelenks prinzipiell zur Realisierung der Schließkräfte in der Referenz-Kniehebelschließeinheit geeignet sind. Bei der Integration der Festkörpergelenke in eine bestehende Kniehebelschließeinheit müssen jedoch durch den Antrieb größere Kräfte bereitgestellt und die Elastizität der mit dem Gelenk verbundenen Komponenten berücksichtigt werden.

Um die Kontaktspannungen an den Bolzengelenken in einer Schließeinheit während der Schließkraftaufbauphase zu reduzieren, wurde ein neues Konzept für eine Schließeinheit entwickelt. Das Ziel war die Verwendung von Festkörpergelenken für den elastischen Schließkraftaufbau unter Berücksichtigung geringer Beanspruchungen in den Komponenten der Schließeinheit. Dazu wurden parametrische Modelle von zwei Festkörpergelenken entwickelt. Mithilfe von Parameteroptimierungen wurden die Festkörpergelenke hinsichtlich des Schließkraftaufbaus und minimaler Spannungen optimiert. Unter Berücksichtigung der Einbausituation an einer Schließeinheit wurden mit einer FEM-Analyse die Beanspruchungen des Festkörpergelenks ermittelt. Es konnte gezeigt werden, dass die Bolzen weiterhin hohen lokalen Spannungsgradienten in den Bereichen der Kantenpressung unterliegen. Aus diesen Ergebnissen wurde eine konstruktive Entwicklung einer formschlüssigen Anbindung ohne die Verwendung von Bolzen an die Struktur der Schließeinheit realisiert. Eine abschließende FEM-Analyse zeigte, dass die formschlüssige Anbindung den elastischen Schließkraftaufbau mit reduzierten Beanspruchungen in den Kontaktbereichen und in den Bereichen der Festkörpergelenke ermöglicht.

Summary

Uneven mechanisms are used in a plurality of applications in which the transmission of motion or force is required. For instance, a common application of such a mechanism with a high non-linear transmission between the driving and driven component is a toggle-clamping unit of injection molding machines. Toggle lever mechanism possess a direct functional correlation between the high dynamic movements during the closing procedure and the high force effect. In comparison with other mechanisms the operating principle for the force reproduction of these mechanisms is especially occur during the transition in the stretched position. However, highly dynamic motions and mass inertia of the movable platen lead to high loads and an oscillating movement of toggle joints having differential (variable) radial force vectors. In contrast to that, during the build-up phase of the clamping force generation radial forces are solely caused by the clamping force and vary by small angle values. As a result, the magnitude of these radial forces induce high stresses in the contact area of the bolt joints as well as exhibit the capability of contact surfaces damage. As one probable consequence, functionality and service life of joints are reduced.

Based on a 5-point double-toggle clamping unit as a reference the fundamental optimization approaches for the load-conformable design were identified. In order to describe the stresses basically, the dynamic properties (e.g. velocity, acceleration) as well as the structural properties (von Mises stresses and contact pressure) are investigated by the use of numerical simulation methods. The focus is on the efficient use of simulation methods. A maximum of information to the stresses of the dynamic phase and the build-up phase of the clamping force shall be investigated by using specific software applications. The results from the multi-body simulation (MBS), flexible multi-body simulation (FMBS) and the dynamic finite-element-method (DFEM) show in reference to the velocity and displacement no differences. A deviation of acceleration is observed in the results of the DFEM. A possible reason is the high number of degrees of freedom which have to be considered in the simulation. By considering the elasticity in the simulations the investigations could be extended to the von Mises stresses by using the FMBS and DFEM. A comparison of the results under same boundary condition showed that the value of the von Mises stresses in the FMBS is higher. The verification of the stress values could be verified for the DFEM by static FEM-analysis. Furthermore, the results of the DFEM show that the contact pressure increases significantly during the build-up phase of the clamping force. Therefore, the dynamic phase of the closing procedure is not taken into account in the optimization approaches. The small pivoting movement of the toggle results in a relative movement between the bolt and joint bores. In addition, the contact analysis showed high and local stresses in the areas of the bore edge (edge pressure). A verification of the results of the FEM-analysis enabled the identification of clearance fits as a primary factor on the stress values. The combination of relative movements and high local stress gradients lead to high tribological stresses. By using the DFEM, the stresses in the contact areas can be described comprehensively but significantly longer simulation times are the result.

For the reduction of the contact pressure and the relative movement, a joint geometry has been developed which consider the requirements for the kinematic phase as well as the build-up phase of the clamping force. This joint geometry is designed as a flexure hinge and enable the mechanical separation of the closing procedure into the dynamic phase and the build-up phase of the clamping force by using additional contact surfaces. The change of these phases is realized by blocking the bolt rotation to the additional contact surfaces. An integration of the new joint geometry in the structure of the reference toggle clamping unit does not require any additional adaption of the design dimensions. Therefore, a computer-aided topology optimization was used to develop a load-conformable joint geometry. The bending of

the flexure hinge allows the elastic build-up phase of the clamping force by the movement of the cross-head. High stresses in the components of the toggle mechanism are the result of the elastic build-up phase of the clamping force. Modifications of the simulation model allowed the definition of an investigation area for the optimization of the parameters which describe the geometry and finally to determine joint design. The manufacture of the joint geometry enable the experimental evaluation of the effect mechanisms.

Further optimization approaches focus on high and local stress gradients on the bolts in areas of edge pressure. Especially in these areas the bolt contour are described by geometric parameters. A load-conformable bolt design has been developed by using the computer-aided parameter optimization. Regarding the contact pressure, a comparison of the optimized and the cylindrical bolt geometry showed a significant effect of improvement. However, a higher bending of the bolts and thus an increase of the von Mises stresses are the result of the local reduction of the bolt diameter.

For the experimental verification of the effect mechanisms of the flexure hinge, a testing device was developed. By a servo-hydraulic linear cylinder a defined force is applied to a toggle system. The high test loads and the required oscillating movement to bend the flexure hinge are realized by the transmission of the toggle system. The monitoring of the stresses on the test specimen was done based on measurement by using strain gauges. An influence on the realization of the test loads has the orientation of the specimen to the main force direction. This was confirm by the analysis of the measurement data. The reason is the high resilience in the bending direction and compressive stiffness. In principle, the effect mechanisms of the flexure hinges are suitable for the realization of the clamping forces in the reference toggle clamping unit. This is shown by the experimental evaluation. However, under consideration of the integration in the reference toggle clamping unit a higher force must be realized by the crosshead and the elasticity of the connected components have to be considered.

In order to reduce the contact pressure on the bolt joints in a clamping unit during the build-up phase of the clamping force, a new concept for a clamping unit was developed. The aim was to use flexure hinges for the elastic build-up phase of the clamping force taking into account low stress levels in the components of the clamping unit. For that purpose, two parametric models of flexure hinges were developed. By using the parameter optimization, the flexure hinges were optimized regarding the build-up phase of the clamping force and low stress levels. Under consideration of the installation situation in a clamping unit, the stresses in the flexure hinges were determined by the FEM-analysis. It was shown in the analysis results that the bolts remain subjected to high local stress gradients in the areas of edge pressure. Based on this results a positive-locking connection without the use of bolts in clamping units was realized by structural development. A final FEM-analysis showed that the connection enabled the elastic build-up phase exhibiting a lower stress level in the contact areas and in the areas of the flexure hinges.

1. Einleitung

1.1 Ausgangssituation und Problemstellung

Kurven-, Koppel- und mehrgelenkige Schubgetriebe sind klassische Bauformen ungleichmäßig übersetzender Mechanismen und werden häufig in Maschinen und Anlagen eingesetzt, die eine nicht-lineare Übersetzung zwischen Kraft und Weg durch Ausnutzung des Hebelgesetzes benötigen. Beispielsweise werden Kurven- und Koppelgetriebe in unterschiedlichen Bauarten und Ausführungen als Papierwendvorrichtungen von Druckmaschinen bzw. in Flechtmaschinen im Textilmaschinenbau eingesetzt. In Verbrennungsmotoren werden Kurven-Schrittgetriebe als Nocken einer Nockenwelle zur Ventilsteuerung verwendet. Ein weiterer Anwendungsbereich für ungleichmäßig übersetzende Mechanismen sind Kniehebelsysteme, welche häufig als Schließeinheiten in Maschinen für Spritzgieß- oder Prägeverfahren sowie Press- und Tiefziehverfahren in der kunststoffverarbeitenden Industrie ihren Einsatz finden. Schließeinheiten solcher Maschinen und Anlagen müssen während der Produktionsprozesse neben den hochdynamischen Verfahrensbewegungen oft große Kräfte bei gleichzeitig kleinen Verschiebungen in sehr kurzen Zeiten realisieren [JM01]. Daher ist eine Kniehebelschließeinheit als Referenzsystem für die Untersuchungen in dieser Arbeit prädestiniert. Die Eigenschaften dieser Schließeinheiten haben einen erheblichen Einfluss auf die Produktions- und Zykluszeiten und bestimmen somit die Leistungsfähigkeit moderner Maschinen und Anlagen. Folglich werden sowohl die Konkurrenzfähigkeit als auch die Produktionskosten beeinflusst.

Die Belastungen auf diese Mechanismen führen aufgrund der Kombination aus hochdynamischen Systemverhalten und nicht-linearer Übersetzung besonders in den Gelenkkontakten zu hohen Beanspruchungen. Dennoch zeigt die Methode zur Kraftvervielfältigung auf Basis des Kniehebelprinzips deutliche Vorteile gegenüber anderen Prinzipien, insbesondere in Streck- bzw. Decklage des Mechanismus. Während eines Spritzgießzyklus führt die Schließeinheit in der dynamischen Phase die zum Öffnen und Schließen notwendige hochdynamische Bewegung des Werkzeuges aus und erzeugt in der Phase des Schließkraftaufbaus die erforderlichen Schließ- und Zuhaltekräfte. In Kombination mit dem Einspritzen der plastifizierten Kunststoffmasse in die Werkzeugkavität und den damit verbundenen Einspritzdrücken werden die Schließeinheit und die Gelenke zyklisch belastet. Dabei unterliegen die Gelenke während der dynamischen Phase einer Schwenkbewegung mit variierenden Radialkraftvektoren, die durch die Trägheit der bewegten Massen der Schließeinheit beeinflusst werden. In der Phase des Schließkraftaufbaus werden die Beträge der Radialkraftvektoren aller im Kraftfluss liegenden Gelenke ausschließlich durch die Schließkraft beeinflusst. Die aus dem Spritzgießprozess resultierenden zyklischen Belastungen führen primär während der Phase des Schließkraftaufbaus dazu, dass Schmiermittel (meist Fett) aus den Kontaktbereichen der Gelenkstellen gepresst wird. Durch die Änderung der tribologischen Bedingungen in der Kontaktzone kann es zu Festkörperkontakten zwischen den Gelenkaufnahmen und den Bolzen kommen. Bei Entlastung des Kniehebelsystems und damit der Gelenke während der Öffnungsphase ist ein Losbrechen des Kontaktes wahrscheinlich. Infolge dieser erhöhten tribologischen Beanspruchungen in Kombination mit den zyklischen Belastungen können Beschädigungen der Kontaktflächen auftreten und zu einem möglichen frühzeitigen Ausfall der Gelenkstellen führen.

Um die aus der Belastungssituation abgeleitete Problemstellung zu quantifizieren, wurden rechnerische Analysen mithilfe der Mehrkörpersimulation (MKS) am Beispiel einer 5-Punkt-Doppelkniehebelschließeinheit durchgeführt. In der Abbildung 1.1 werden die relative Radial- und die Schließkraft (bezogen auf die max. Schließkraft) sowie der Winkel α_A während der Phase des Schließkraftaufbaus (grauer Bereich) über die Schließzeit dargestellt. Der Winkel wird zwischen dem Hebel-1 und der beweglichen Werkzeugaufspannplatte (BWAP) ermittelt. Die Beträge der Schließkraft und der Radialkraft liegen

aufgrund der Gelenkdefinitionen während des Schließkraftaufbaus im Modell übereinander. Unter strukturmechanischen Kriterien ist dies mit dem Kraftfluss der Schließkraft durch die Kniehebelschließeinheit und damit durch die Gelenkstellen zu begründen (vgl. Abbildung 2.5 b). Es wird deutlich, dass ca. 98 % der Schließkraft (und analog die Radialkraft) in einer Zeit von $\Delta t = 0,16$ s erreicht wird. Der Kniehebel wird während der Phase des Schließkraftaufbaus weiter durchgestreckt und unterliegt einer Schwenkbewegung mit einer Winkeldifferenz von $\Delta\alpha = 2,9^\circ$, sodass die resultierende Radialkraft innerhalb dieser Winkeldifferenz auf das Gelenk einwirkt. Dadurch entstehen hohe tribologische Beanspruchungen in den Kontaktbereichen. Die Ergebnisse der MKS zeigen weiterhin, dass die Gelenkbelastungen (Radialkräfte) während des Schließkraftaufbaus erheblich größer sind (bis Faktor 500) als während der hochdynamischen Phase. Die Kombination aus kleinem Schwenkwinkel und hoher Kraft während des Schließkraftaufbaus wird im Rahmen dieser Arbeit als *hochbelastetes Gelenk* bezeichnet.

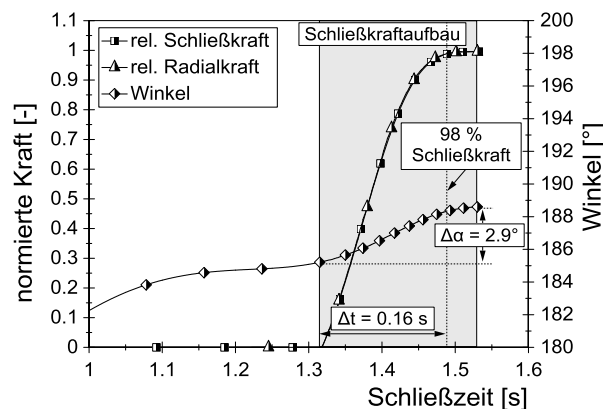


Abbildung 1.1: Kräfte und Winkel während der Schließkraftaufbauphase am Beispiel von Gelenk-A

Aus den Beanspruchungen abgeleitet und unter dem Aspekt der Produktionssicherheit treten Fragen nach Zuverlässigkeit und möglichst langer Nutzungsdauer dieser Schließsysteme auf, insbesondere in Bezug auf die verschleißintensiven Gelenkstellen. Konstrukteure können sich hinsichtlich der Wirkprinzipien und der konstruktiven Umsetzung sowie rechnerischen Auslegungen an Normen und Richtlinien orientieren. Berechnungsvorschriften ermöglichen Festigkeitsberechnungen für Bauteile wie beispielsweise für Achsen, Wellen und Zapfen unter Berücksichtigung realer und meist komplexer Belastungen mithilfe der FKM-Richtlinie. Dazu werden reale Belastungssituationen klassifiziert und zu einem Kollektiv zusammengefasst. In der Regel bestehen mechanische Systeme aus mehreren Bauteilen bzw. Baugruppen und Maschinenelementen, sodass rechnerische Auslegungen deutlich komplizierter und Nutzungsdauern somit schwerer zu prognostizieren sind. Als eine der Hauptursachen können tribologische Phänomene wie Reibung und Verschleiß genannt werden, z.B. in den Gelenken von Kniehebelmechanismen. Die Eigenschaften eines Tribosystems werden durch die realen und komplexen Lastsituationen (variierende und multidirektional wirkende Kräfte) sowie Werkstoffpaarungen und Schmiermittel maßgeblich beeinflusst. Daher ist das Ableiten von Berechnungsgrundlagen ausschließlich für ein definiertes und experimentell untersuchtes Tribosystem mit bekannten Eigenschaften zulässig. [SH+10]

In ebenen oder sphärischen mehrgliedrigen Gelenk-, Kurbel- oder Schubgetriebe treten aufgrund der nicht-linearen Übersetzungseigenschaften vergleichbare Belastungen wie in den Gelenken von Kniehebeln auf. Zur Auslegung und Dimensionierung dieser Getriebearten stehen ebenfalls Normen und Richtlinien zur Verfügung, sodass z.B. mithilfe der VDI-Richtlinie 2130 die Konstruktion von viergliedrigen ebenen Getrieben für Hub- und Schwingbewegungen ermöglicht wird. [VD84] Zur Beschreibung der dynamischen Anforderungen von Getrieben können Konstruktionskataloge wie zum Beispiel die VDI-Richtlinie 2727 herangezogen werden. [VD91] Die konstruktive Ausführung von Bolzgelenken am Beispiel von Kniehebelschließeinheiten zeigt, dass diese Dimensionierung und Werkstoffauswahl

primär für die Phase des Schließkraftaufbaus durchgeführt wird. Demzufolge ist die konstruktive Bolzenausführung für die dynamische Phase überdimensioniert. Optimierungsansätze von Bolzen-Gelenk-Verbindungen berücksichtigen in aktuellen Veröffentlichungen statische Belastungsfälle. Variierende Kräfte infolge der Gelenkkinematik (z.B. Rotation) werden nicht berücksichtigt [DR95]. Es gibt jedoch keine Berechnungsvorschriften und Richtlinien, um die Gelenke dieser Mechanismen den jeweiligen Belastungsphasen (hochdynamische Phase und hochbelastete Kraftphase) beanspruchungsgerecht auszulagen und zu dimensionieren.

1.2 Zielsetzung

Konstruktions- und Berechnungsingenieuren wird durch die Vielzahl von Normen und Richtlinien die Entwicklung von Getrieben für unterschiedliche Aufgabenstellungen grundsätzlich erleichtert. Für ungleichmäßig übersetzende Getriebe finden sich jedoch weder Ansätze zur konstruktiven Gestaltung noch abgesicherte Berechnungsvorschriften zur Dimensionierung der Gelenkstellen unter Berücksichtigung der komplexen Belastungen und den daraus resultierenden Beanspruchungen. Eine Entwicklung solcher Getriebe und Mechanismen hinsichtlich langer Nutzungsdauern und wartungsarmer Gelenkstellen basiert aktuell auf dem Wissen der Konstruktions- und Berechnungsingenieure.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist daher die Identifikation von Optimierungsansätzen für hochbelastete Schwerlastgelenke in ungleichmäßig übersetzenden Mechanismen durch die Anwendung numerischer Simulationsverfahren. Eine 5-Punkt-Doppelkniehebelschließeinheit einer Kunststoffspritzgießmaschine wird diesem Ziel als Referenzsystem zugrunde gelegt. Diese erfüllt zum einen die hochdynamischen Anforderungen ungleichmäßig übersetzender Mechanismen und zum anderen wirken durch das nicht-lineare mechanische Übersetzungsverhalten sehr hohe Kräfte auf den Referenz-Mechanismus. In der Konsequenz werden daher sowohl neue und beanspruchungsgerechte Gelenksysteme unter Berücksichtigung vergleichbarer Randbedingungen des Referenz-Mechanismus entwickelt als auch völlig neuartige Konzepte zum elastischen Schließkraftaufbau abgeleitet.

Im ersten Teil der Arbeit werden ganzheitlich alle auf den Referenz-Mechanismus wirkenden Belastungen identifiziert. Um die aus der hochdynamischen Phase und der Phase des Schließkraftaufbaus resultierenden Belastungen zu quantifizieren, werden rechnergestützte Simulationsmethoden wie die Finite-Elemente-Methode (FEM) und die Mehrkörpersimulation (MKS) eingesetzt. Im Fokus dieser Untersuchungen stehen die bei Strecklage im Kraftfluss liegenden Gelenkstellen der Kniehebelschließeinheit, da diese erwartungsgemäß den größten Beanspruchungen unterliegen. Mithilfe der FEM werden die grundlegenden strukturellen Beanspruchungen auf das Kniehebelsystem durch statische Analysen unter maximaler Schließkraft ermittelt. Insbesondere soll die Untersuchung der Kontaktsituation in den Gelenkbereichen Aufschluss über die Beanspruchungen der Kontaktkörper geben. Die aus der dynamischen Phase resultierenden Belastungen werden in dynamischen Modellen mithilfe der MKS beschrieben. Somit werden zusätzliche wichtige Erkenntnisse über die auf die Gelenkstellen wirkenden Radialkräfte und -winkel sowie deren variierende Beträge in Abhängigkeit des Werkzeugschließprozesses generiert. In Ergänzung zu den Untersuchungen auf Basis der FEM und MKS wird der vollständige Schließprozess in einer elastischen MKS (EMKS) und in einer dynamischen FEM (DFEM) simuliert. Die Anwendung der EMKS und DFEM bieten gegenüber einer sequenziellen, entkoppelten strukturellen und dynamischen Analyse den Vorteil der Berücksichtigung der Komponentenelastizität in den Simulationen. Infolge der Kreuzkopfverschiebung wird ein Erkenntnisgewinn über die Gelenk- und Strukturbeanspruchungen während der gesamten Werkzeugschließphase und des Schließkraftaufbaus ermöglicht. Durch den Einsatz und Vergleich dieser Simulationsmethoden soll im Hinblick auf die Iden-

tifikation der Optimierungsansätze eine Simulationsmethode für die weiteren Untersuchungen ausgewählt werden, die unter dem Aspekt eines umfangreichen Informationsgewinns den effizienten Simulationseinsatz ermöglicht.

Basierend auf den Ergebnissen der Beanspruchungsanalysen werden im zweiten Teil dieser Arbeit Strategien zur numerischen Optimierung (C) der hochbeanspruchten Gelenke im Referenz-Mechanismus angewendet. Das Ziel der Optimierung ist die Entwicklung einer alternativen Gelenkgeometrie zur Reduzierung der Gelenkbeanspruchungen. Unter dem Aspekt der Integration in die bestehende Struktur des Referenz-Mechanismus werden die Restriktionen und die Optimierungsziele definiert, sodass die Anforderungen an die hochdynamische Phase und die Schließkraftaufbauphase erfüllt werden können. Es werden zwei Optimierungsstrategien verfolgt. Zum einen wird zur effizienten Optimierung ein auf nicht-rotationssymmetrischen Gelenken basierender Geometrieentwurf entwickelt, um die Schwenkbewegungen auf den Referenz-Kniehebel zu übertragen. Das Optimierungsmodell berücksichtigt dabei die Phase des Schließkraftaufbaus und damit die aus der Relativbewegung resultierende komplexe Gelenkbeanspruchung. Die finale Geometrie der Kniehebel wird unter fertigungstechnischen Kriterien erstellt und im Verlauf dieser Arbeit experimentell untersucht. Zum anderen wird mithilfe numerischer, parameterbasierter Optimierungsverfahren eine beanspruchungsgerechte, rotationssymmetrische Bolzengeometrie entwickelt.

Der dritte Teil dieser Arbeit behandelt die experimentellen Untersuchungen des alternativen, optimierten Gelenksystems zur Beschreibung der Wirkmechanismen und zur Verifikation der numerischen Analysen. Durch die Entwicklung, Konstruktion und Inbetriebnahme einer Prüfvorrichtung werden die realitätsnahe Gelenkbelastung, die messtechnische Erfassung der relevanten Beanspruchungsgrößen sowie die Datenakquisition ermöglicht. Mithilfe von Dehnungsmessstreifen wird die experimentelle Verifikation des Simulationsmodells gewährleistet.

Im letzten Teil dieser Arbeit wird die Konzeptentwicklung einer neuartigen Schließeinheit unter Berücksichtigung der auf den Simulationsergebnissen basierenden Erkenntnisse beschrieben. Der Fokus der Konzeptentwicklung liegt auf dem Einsatz von Festkörpergelenken zum Schließkraftaufbau unter der Verwendung linear-elastischer Werkstoffeigenschaften, um die klassische Bolzen-Gelenk-Verbindung zu ersetzen. Die Konzeptentwicklung wird ohne die Berücksichtigung geometrischer oder antriebstechnischer Restriktionen durchgeführt, um das Potenzial der linear-elastischen Werkstoffeigenschaften in Bezug auf die konstruktiven Abmessungen der Festkörpergelenke optimal zu nutzen. Das Wirkprinzip und die Umsetzbarkeit der Konzepte zum Schließkraftaufbau in Spritzgießmaschinen werden durch FEM-Analysen nachgewiesen. Eine Umsetzbarkeit der hochdynamischen Phase wird dabei ausschließlich konzeptionell vorgenommen. Die Anwendung der Ergebnisse aus den Untersuchungen und den Optimierungsansätzen wird somit direkt in einem finalen Konzept berücksichtigt und die Reduzierung der Beanspruchungen mithilfe der FEM nachgewiesen.

Das in dieser Arbeit beschriebene Vorgehen ermöglicht in Ansätzen die Übertragung der Wirkmechanismen und -prinzipien auf andere ungleichmäßig übersetzende Mechanismen mit hochbelasteten Gelenken.

2. Stand der Forschung und Technik

Der zur Bearbeitung und zum besseren Verständnis der Thematik von hochbelasteten Schwerlastgelenken in ungleichmäßig übersetzenden Mechanismen erforderliche Kenntnisstand ist in vier Teilkapitel untergliedert. Grundlegende Zusammenhänge zwischen dem konstruktiven Aufbau und der Kinematik von Getrieben und Mechanismen werden im Kapitel 2.1 dargestellt. Ein wesentlicher und für diese Arbeit relevanter Schwerpunkt ist dabei das nicht-lineare Übersetzungsverhalten von Getrieben, sodass der Fokus auf den ungleichmäßig übersetzenden Mechanismen liegt. Als Referenz-Mechanismus wird in dieser Arbeit eine 5-Punkt-Doppelkniehebelschließereinheit verwendet, wie sie in Kunststoffspritzgießmaschinen eingesetzt wird. Daher wird im Kapitel 2.2 das Grundwissen zu Kunststoffspritzgießmaschinen kurz zusammengefasst. Zum besseren Verständnis der Optimierungsansätze von Gelenken bzw. der Entwicklung alternativer Gelenksysteme wird eine Übersicht zu unterschiedlichen Gelenksystemen im Kapitel 2.3 gegeben. Dabei liegt der Fokus auf Gelenksystemen mit elastischen Strukturen. Das Kapitel 2.4 beinhaltet eine Zusammenfassung der in dieser Arbeit relevanten Grundlagen hinsichtlich moderner Simulationsmethoden wie die FEM, die MKS und die EMKS. Eine kurze Übersicht zu den in dieser Arbeit angewendeten Verfahren zur Strukturoptimierung wird im Kapitel 2.5 dargestellt.

2.1 Getriebe und Mechanismen

Nach der Definition in der VDI-Richtlinie 2127 sind Getriebe Einrichtungen zum Umformen oder Übertragen von Bewegungen und Kräften bzw. Drehmomenten und damit von Energie. Dabei bestehen Getriebe aus mindestens drei gegeneinander beweglichen Gliedern einer kinematischen Kette, indem eines der Glieder durch starre oder bewegliche Verbindungen mit einem ruhenden Bezugssystem (z.B. Fundament) verbunden ist. Ein Mechanismus ist ein mechanisches System mit gelenkig verbundenen Gliedern, deren Lage relativ zueinander und unter Krafteinwirkung verändert werden können. Ein Glied dieser kinematischen Kette wird als Gestell festgelegt [VD93]. Gemäß der Begriffsdefinitionen werden Getriebe und Mechanismen häufig als Synonyme verwendet. Das Getriebe wird häufig im Zusammenhang mit der Durchsetzung von Energie als Hauptfunktion und der Mechanismus zum Führen auf bestimmten Bahnen und der Realisierung bestimmter Übertragungsfunktionen verwendet. Im Rahmen dieser Arbeit liegt der Schwerpunkt auf ungleichmäßig übersetzenden Mechanismen. Somit liegt der Fokus der Begriffsdefinition auf den Mechanismen.

Die Getriebetechnik unterscheidet grundsätzlich zwischen gleichmäßig übersetzenden Getrieben (G-Getrieben), wie z.B. Zahnrad-, Riemen- und Schneckengetriebe sowie ungleichmäßig übersetzenden oder periodischen Getrieben (U-Getriebe), wie z.B. Kurven-, Koppel-, mehrgelenkigen Schubgetriebe und parallelkinematischen Mechanismen. Das Zusammenwirken von beweglichen und miteinander verbundenen funktionellen Bauteilen (kinematische Ketten) ermöglicht die Umsetzung von bewegungs- und kraftübertragenden Aufgaben. Vorgegebene Bewegungen können somit in gewünschte Bewegungen umgewandelt und Kräfte bzw. Drehmomente übertragen werden. Gemäß der Anforderungen und Aufgaben eines Getriebes wird die Getriebetechnik in drei Hauptgebiete unterteilt:

- Getriebesystematik
- Getriebeanalyse
- Getriebesynthese

Gegenstand der *Getriebesystematik* ist die Analyse des strukturellen Getriebeaufbaus und deren Aufbaulemente. Charakteristische Merkmale von Getrieben, wie z.B. die Übertragungsfunktion für Bewe-

gungsaufgaben werden den unterschiedlichen Getriebebauformen gegenübergestellt, sodass eine optimale Getriebeauswahl unter Berücksichtigung der Randbedingungen des Anwendungsfalls ermöglicht wird.

Die Aufgabe der *Getriebeanalyse* ist die kinematische und dynamische Untersuchung von Mechanismen oder Getriebesystemen, deren Aufbau und Abmessungen bekannt sind. Das dadurch bekannte Übertragungsverhalten ermöglicht grundlegendes Wissen über die Bewegungen oder wirkenden Kräfte und Momente, sodass die Ausgangsgrößen berechnet werden können. Die Getriebeanalyse erlaubt somit den Vergleich und die Bewertung der kinematischen und dynamischen Eigenschaften zwischen vorhandenen und neuentwickelten Konzepten hinsichtlich der Aufgaben und Anforderungen. Als Beispiele für Anforderungen können die Übertragungsgenauigkeiten und Kollisionsprüfung von Mechanismen genannt werden. Auch die Kontrolle von Grenzwerten für Geschwindigkeiten und Beschleunigungen sowie für Kräfte und Effekte aus bewegten Massen können zu den Anforderungen gezählt werden.

Aus der Getriebesystematik und -analyse werden die Grundlagen für die *Getriebesynthese* abgeleitet. Das beinhaltet sowohl das Festlegen der Struktur, die Definition kinematischer Abmessungen und konstruktive Gestaltung der Getriebeglieder, als auch das Auslegen von Gelenken nach statischer und dynamischer Beanspruchung und den Einsatz von Werkstoffen und Schmiermitteln. Somit werden aus der Getriebesynthese komplexe Herausforderungen in Bezug zur Entwicklung und Optimierung von Getrieben abgeleitet. Diese können erst durch den Einsatz rechnergestützter Analyseverfahren sinnvoll gelöst werden. Eine auf iterativen Analysen basierende Getriebesynthese ermöglicht die Bearbeitung von kinematischen, dynamischen und strukturmechanischen Problemstellungen mithilfe numerischer Rechenverfahren. Aus den numerischen Verfahren resultiert eine Vielzahl von Lösungsmöglichkeiten. Daher muss jede GetriebeLösung nach definierten Bewertungskriterien beurteilt werden. In Bezug auf ungleichmäßig übersetzende Mechanismen sind der Getriebetyp und der Bewegungsbereich sowie die geometrischen Anforderungen (Raum- und Platzbedarf) wie auch die Kraft- und Bewegungsübertragung als Bewertungskriterien zu nennen. Konstruktive Kriterien sind beispielsweise der Werkstoffeinsatz (Leichtbau) und die Konstruktion der Getriebeglieder unter Berücksichtigung der Kräfte sowie eine fertigungsgerechte Gestaltung. Eine anschließende dynamische Synthese ermöglicht die Optimierung dynamischer Parameter. Die Synthese von ungleichmäßig übersetzenden Getrieben kann in drei Schritte untergliedert werden:

- Struktursynthese zur Definition geeigneter Getriebestrukturen
- Getriebesynthese zur Ermittlung kinematischer Abmessungen
- Getriebeauslegung unter Berücksichtigung wirkendender Kräfte

Der iterative Durchlauf der Synthesereihenfolge mit anschließender Analyse und dem Vergleich der Ergebnisse mit den Anforderungen und Vorgaben an ein neues Getriebe kann mehrfach wiederholt werden. [KCH11, Lo94, LM95, SHB93, VD93, Vo79, Vo89, Vo92]

Durch die einfache Konstruktion von ungleichmäßig übersetzenden Getrieben und Mechanismen können komplexe Getriebeaufgaben realisiert werden. Beispielsweise können rotatorisch bewegte Achsen von Antriebsaggregaten sowohl in translatorische als auch in rotatorische Bewegungen auf definierten Ebenen und räumlichen Bahnen realisiert und angetriebene Aggregate somit geführt werden. Daraus resultiert eine nicht-lineare Übertragungsfunktion zwischen dem antreibenden und dem angetriebenen Aggregat (z.B. Kraft-Weg-Übersetzung). In der Getriebesystematik werden die Getriebe in Abhängigkeit ihrer Definition in Übertragungs- und Führungsgetriebe unterschieden.

Ein *Übertragungsgetriebe* ermöglicht das Übertragen von Bewegungen und Leistungen anhand einer Übertragungsfunktion (Getriebefunktion) auf ein Abtriebsglied. Dabei können die zu übertragende Bewegungsform (Drehen, Schieben oder Schrauben) und die Bewegungsmaße (Position, Geschwindigkeit

und Beschleunigung der Glieder) mit oder ohne Änderungen übertragen werden. Die Bewegung eines Übertragungsgetriebes wird durch die Übertragungsfunktion beschrieben. Aus der zeitabhängigen Antriebsfunktion $p(t)$ und der Übertragungsfunktion $q(p)$ resultiert die Abtriebsfunktion $q(t)$ des Übertragungsgetriebes.

$$q(t) = q[p(t)]$$

Gl. 2-1

Entsprechend der Ableitungsstufe resultieren mehrere Übertragungsfunktionen. Für die Übertragungsfunktion 0. Ordnung ergibt sich $q(p)$. Durch Differenzieren von Gl. 2-1 ergeben sich die Übertragungsfunktion 1. Ordnung für die Abtriebsgeschwindigkeit und analog die Funktion 2. Ordnung für die Abtriebsbeschleunigung. Der mathematische nicht-lineare Zusammenhang für Übertragungsgetriebe wird durch die Funktionen in der Abbildung 2.1 grafisch dargestellt. Von dem Antrieb werden Antriebsparameter (z.B. Drehwinkel φ einer Antriebswelle oder Weg s) an das Getriebe übertragen, welches eine nicht-lineare Übertragungsfunktion aufweist. Daraus folgt eine ebenfalls nicht-lineare Bewegungs- bzw. Abtriebsfunktion. Die Zeitachse der Antriebsfunktion bzw. des Übertragungsverhaltens des ungleichmäßig übersetzenden Getriebes bezieht sich auf eine Periodendauer T bzw. auf einen Bewegungszyklus. Somit ist die Übertragungsform des Getriebes nur von den Abmessungen dieser Getriebeglieder abhängig. Für G-Getriebe ist ein konstantes Übersetzungsverhältnis ($i = dp/dq = \text{konstant}$) und für U-Getriebe ist ein variierendes Übersetzungsverhältnis ($i = dp/dq \neq \text{konstant}$) charakteristisch [FGS15, KCH11, LM95, SHB93, Vo92].

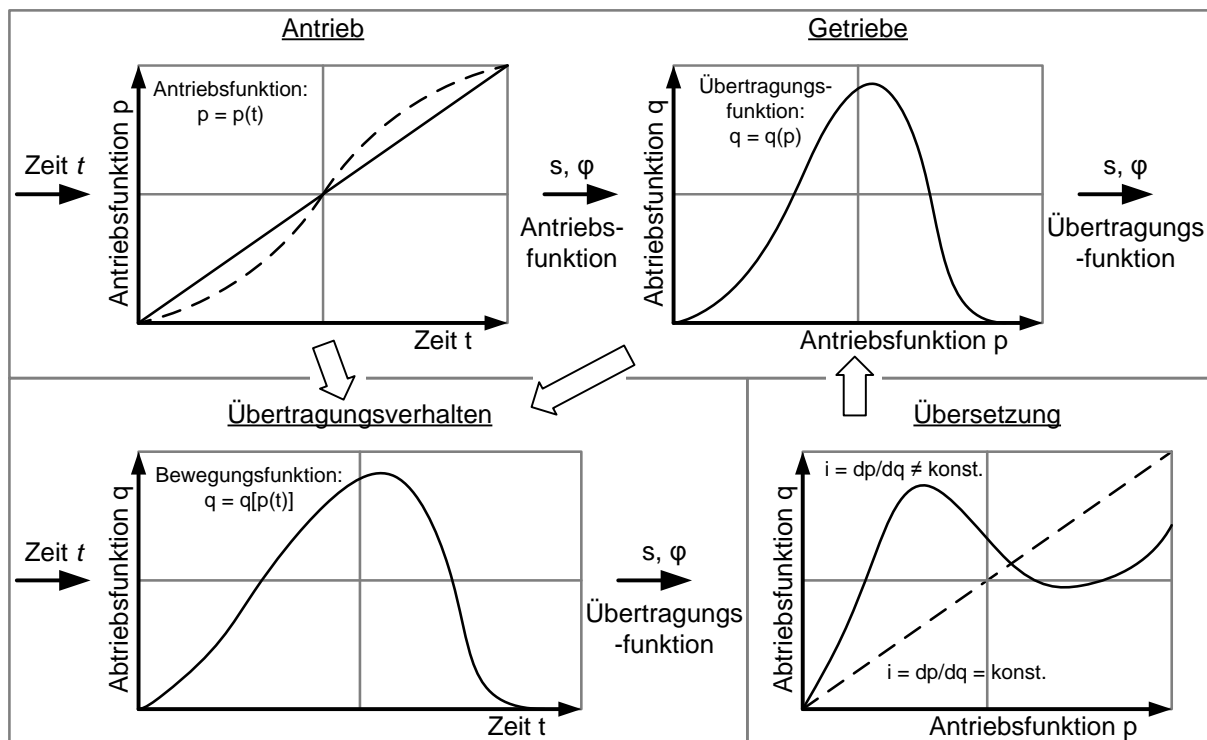


Abbildung 2.1: Einteilung der Übertragungsgetriebe (nach [KCH11])

Führungsgetriebe werden zum Führen von Getriebegliedern und -körpern eingesetzt, wobei die Punkte der Glieder bestimmte Führungsbahnen beschreiben. Die Form und Lage dieser Punktbahnen sind charakterisierende Merkmale von Führungsgetrieben. Die Bewegungseinleitung kann an einer beliebigen Stelle erfolgen, da die Begriffe An- und Abtriebsglieder bzw. Übertragungsfunktion bei Führungsgetrieben nicht verwendet werden. Grundsätzlich wird bei Führungsgetrieben zwischen eindimensionalen (Linie), zweidimensionalen (Ebene) und dreidimensionalen (Raum) Führungsarten unterschieden. Ein weiteres Ordnungsmerkmal ist die Lage bzw. die Raumanordnung der Drehachsen in den Gelenken von Getrieben. Dieses Kriterium erlaubt die Einteilung der Getriebe in drei Kategorien:

- Ebene Getriebe
- Sphärische Getriebe
- Räumliche Getriebe

Ebene Getriebe bestehen aus ebenen kinematischen Ketten und werden durch parallel zueinander verlaufenden Drehachsen gekennzeichnet, sodass die Gelenkpunkte nur Bahnen in diesen Ebenen durchlaufen können. Beispiele für ebene Getriebe und Mechanismen sind viergliedrige Drehgelenkgetriebe, viergliedrige Schubgelenkgetriebe, mehrgliedrige Gelenkgetriebe, Koppelgetriebe, Kurvengetriebe, Stirnrädergetriebe. *Sphärische Getriebe* bestehen aus sphärischen kinematischen Ketten, welche die Bewegungsbahnen der Gliedpunkte ausschließlich auf konzentrischen Kugelflächen zulassen. Die Drehachsen schneiden sich in einem Punkt. Als Beispiele für sphärische Getriebe sind sphärische Viergelenkgetriebe und Kegelrädergetriebe und deren Sonderfälle wie Kreuzgelenke und Kardangelenke zu nennen. *Räumliche Getriebe* sind aus räumlichen kinematischen Ketten aufgebaut. Hierbei führen die Gliedpunkte mindestens eines Gliedes gegenüber mindestens einem anderen Getriebeglied eine räumliche Bewegung aus. Dabei kreuzen sich die Drehachsen der Antriebs- und Abtriebsglieder oder können zusätzliche Schubbewegungen ausführen. Beispiele für räumliche Getriebe sind räumliche Kurbelschwingen bzw. Raumkurbelgetriebe, Schneckengetriebe oder Wellenkupplungen (als Übertragungsgetriebe). [KCH11, Lo94, LM95, SHB93, VD93, Vo79, Vo89, Vo92]

Da Parallelkinematiken seit einigen Jahren eine sehr hohe Bedeutung im Einsatz von Handhabungssystemen, Werkzeugmaschinen und multiaxialen Prüfvorrichtungen finden, werden diese Mechanismen der Vollständigkeit halber an dieser Stelle der Arbeit aufgeführt. In konventionellen seriellen Strukturen werden alle Bewegungsachsen und Glieder nacheinander zu einer offenen kinematischen Kette angeordnet. Jedes Getriebeglied wird mit den Massen der folgenden Glieder und deren Antriebe ergänzt. Dadurch steigen die Anforderungen an die dynamischen Eigenschaften dieser seriellen Mechanismen. Die Bewegungsachsen von Parallelkinematiken werden oft direkt an die zu bewegende Arbeitsplattform gekoppelt. Bei dieser geschlossenen kinematischen Kette müssen alle Antriebe bewegt werden, um die gewünschte Bewegung durchzuführen. Jede Kette wird durch einen Aktor angetrieben, sodass der Freiheitsgrad der Struktur mit der Anzahl der Gelenkketten übereinstimmt. Hybride Parallelkinematiken besitzen mehrere Antriebe in jeder Gelenkkette. [Ne06]

Die funktionalen Zusammenhänge des nicht-linearen Übersetzungsverhaltens von unterschiedlichen Getrieben und Mechanismen bilden die Grundlage für diese Arbeit. Daher wurde in diesem Kapitel eine grundlegende Übersicht unterschiedlicher Getriebe bzw. Mechanismen aufgeführt sowie der Zusammenhang zwischen Antriebs- und Abtriebsfunktion und weitere Begriffe erklärt. Im Vergleich zu umlaufenden Getriebelösungen unterliegen die Gelenke eines Kniehebelmechanismus einer Schwenkbewegung mit variierenden Radialkraftvektoren. Daher werden im Kapitel 2.2 die Begriffe und die Funktionsweise von Kniehebelmechanismen erläutert.

2.2 Kniehebelmechanismen

Um die aus dem nicht-linearen Übersetzungsverhalten resultierenden Gelenkbeanspruchungen zu untersuchen, wird im Rahmen dieser Arbeit eine 5-Punkt-Doppelkniehebelschließeinheit einer Kunststoffspritzgießmaschine als Referenz-Mechanismus verwendet. Zum grundlegenden Verständnis der charakteristischen Eigenschaften und der Belastungssituation an einer Kniehebelschließeinheit wird zunächst im Kapitel 2.2.1 das Spritzgießverfahren erklärt. Die grundlegende Funktionsweise von Kniehebelmechanismen sowie deren Einsatz in Spritzgießmaschinen und die aus dem Verfahren resultierenden Belastungen werden im Kapitel 2.2.2 näher erläutert.

2.2.1 Kunststoffspritzgießmaschinen

Das Spritzgießen ist ein diskontinuierliches bzw. ein zyklisches Verarbeitungsverfahren zur urformen- den Herstellung von Formteilen aus Kunststoffen oder Kautschuk. Die meisten Kunststoffprodukte weltweit werden durch das Spritzgießverfahren hergestellt, sodass dieses Verfahren zu den wichtigsten und am höchst entwickelten Verfahren zur Herstellung von gebrauchsfertigen Formteilen zählt. Dabei können sowohl einfache geometrische Formteile als auch komplexe und dreidimensionale Ausführungen mit einer hohen Genauigkeit und Reproduzierbarkeit hergestellt werden. Aufgrund dieser Verfahr-enseigenschaften und des hohen Automatisierungsgrades sind Nachbearbeitungen in der Regel nicht erforderlich, weshalb dieses Verfahren für die Massenproduktion geeignet ist. Typische spritzgegossene Formteile werden in Bereichen der Automobilindustrie, Verpackungen, Haushaltsartikel, Spielzeugen und der elektronischen Konsumgüter eingesetzt [Bo14, JM01, Jo04, PM08]. Der Spritzgießzyklus wird schematisch in der Abbildung 2.2 dargestellt und beginnt mit dem Schließen des Werkzeuges, wodurch sich nach dem Zusammenpressen der Werkzeughälften die Kavität (formgebender Hohlraum) bildet.

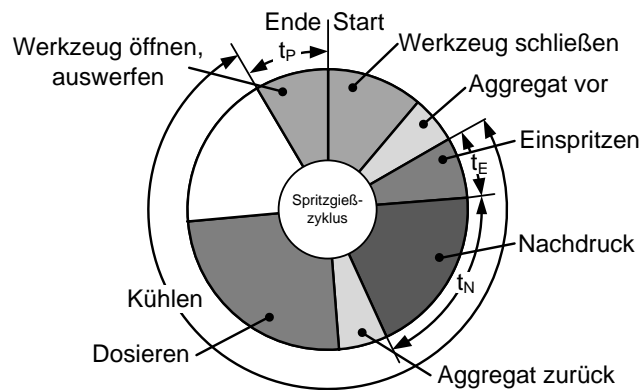


Abbildung 2.2: Spritzgießzyklus

Im Anschluss wird das Aggregat der Plastifiziereinheit vorgefahren bis die Düse am Werkzeug anliegt und durch den axialen Vorschub der Schubschnecke im Zylinder die plastifizierte Kunststoffmasse in die Werkzeugkavität gepresst wird. Die Dauer des Einspritzvorgangs wird durch die Einspritzgeschwindigkeit, den Einspritzdruck und durch den Schmelzevolumen beeinflusst. Bei Erreichen eines zuvor definierten Umschaltpunktes schaltet die Maschinensteuerung von der Einspritz- in die Nachdruckphase um. Aufgrund von Abkühlvorgängen in der Kunststoffschmelze treten Schwindungseffekte auf, sodass in der Nachdruckphase Schmelze zur Kompensation in die Kavität gepresst wird. Während dieses Vorganges kühlt die Schmelze weiter ab und erstarrt beginnend an den Werkzeuginnenwänden der Kavität. Im Anschluss an die Nachdruckphase fahren das Plastifizieraggregat und die Schnecke im Zylinderinnenraum zurück. Somit bestimmen die Einspritzzeit t_E und die Nachdruckzeit t_N die Dauer des Füllvorgangs der Werkzeugkavität. Durch die Rotation der Schubschnecke wird weiter Kunststoffgranulat

zu Schmelze plastifiziert und durch die Schneckenrotation in den Schneckenorraum gefördert. Dieser Vorgang wird als Dosieren bezeichnet, da ein einstellbares Schmelzevolumen im Schneckenorraum für den nächsten Zyklus bereitgestellt werden muss. Die Gesamtkühlzeit für das spritzgegossene Formteil während des Zyklus endet mit dem Öffnen des Werkzeuges und dem Auswerfen des Formteils. In Abhängigkeit von der antriebstechnischen Ausstattung der Spritzgießmaschinen und der Ausführung der Formteile können sich einzelne Phasen des Spritzgießzyklus überschneiden. Die Kühlzeiten werden jedoch maßgeblich durch die Wandstärke und die geometrischen Abmessungen der Formteile beeinflusst und bestimmen damit die Gesamtzykluszeit. [Bo14, JM01, Jo04, PM08]

Die Dauer eines Spritzgießzyklus beeinflusst maßgeblich die Wirtschaftlichkeit von Spritzgießprozessen und trägt einen erheblichen Teil zu den Produktionskosten von spritzgegossenen Formteilen bei. Während der Öffnungs- und Schließphase des Werkzeuges werden keine Formteile spritzgegossen, so dass unter wirtschaftlichen Aspekten diese unproduktiven Zeiten als Trockenlaufzeiten t_{TR} bezeichnet werden. Die Trockenlaufzeit ist ein Maß für die Grundschnelligkeit der Spritzgießmaschine [DI87]. Demzufolge muss unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Kriterien der Spritzgießzyklus möglichst kurz gehalten werden. Durch den Einsatz hochdynamischer Schließeinheiten, besonders von elektro-mechanisch angetriebenen Schließeinheiten in Verbindung mit Kniehebelmechanismen, können die Trockenlaufzeiten deutlich reduziert werden. Aus diesen hochdynamischen Anforderungen an den Spritzgießprozess in Verbindung mit den hohen Schließ- und Zuhaltekräften resultieren zyklische Belastungen der Maschinenkomponenten. Besonders in den Kniehebelmechanismen werden die Gelenkstellen durch die diskontinuierliche und nicht-lineare Kraft-Weg-Übersetzung belastet und stellen somit eine Herausforderung im Hinblick auf lange Nutzungsdauern dar. In Bezug auf die antriebstechnischen Ausführungen von Schließeinheiten sind hydraulische, hydro-mechanische und elektro-mechanische Lösungen auf dem Markt etabliert. Vollelektrisch angetriebene Kunststoffspritzgießmaschinen haben in den letzten Jahren an Bedeutung gewonnen. Während im Jahr 2006 der Marktanteil elektro-mechanisch angetriebener Spritzgießmaschinen in Asien deutlich über und in den USA bis ca. 50 % lag, wurden im europäischen Raum gerade einmal rund 10 % erreicht [Do06]. Hier liegt im Vergleich der Marktanteil von elektro-mechanischen Spritzgießmaschinen deutlich unter dem Marktanteil von hydraulischen bzw. hydro-mechanischen Maschinen. Dennoch ist bis zum Jahr 2020 ein Marktanteil elektro-mechanischer Maschinen mit einer Schließkraft von max. $F_S = 4.000 \text{ kN}$ von über 42 % zu erwarten [Ur12]. Im Allgemeinen gilt der Einsatz von Spritzgießmaschinen mit elektro-mechanischem Antrieb als teuer. Obwohl elektro-mechanische Schließeinheiten aufgrund der bedarfsgerechten Versorgung der Antriebsachsen weniger Energie während eines Arbeitszyklus benötigen als hydraulische Schließeinheiten, sind die Investitionskosten für eine elektro-mechanisch angetriebene Maschine höher. Dies ist damit zu begründen, dass hydraulische Maschinenausführungen im Vergleich zu elektro-mechanischen Maschinen mit einem einzelnen Antrieb alle Achsen versorgen können [RM+10]. Vollelektrische Spritzgießmaschinen mit elektro-mechanisch angetriebenen Kniehebelschließeinheiten zeigen, dass gerade bei Hochleistungs- und Schnelllaufanwendungen in der Verpackungsindustrie und Medizintechnik bei hochdynamischen Bewegungen der Einspritz- und der Schließeinheit die Anforderungen zuverlässig erfüllt werden. Die Anforderungen an hohe Lastwechsel bei immer kürzeren Zykluszeiten stellen für alle Maschinenkomponenten eine große Herausforderung dar. Das gilt sowohl für die Spindelsysteme und Motoren als auch für die Kniehebelmechanismen [DK+11].

Die wirtschaftliche Bedeutung von elektro-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschinen mit Kniehebelschließeinheiten zeigt die Motivation dieser Arbeit und warum eine KHSE als Untersuchungsbeispiel ausgewählt wurde.

2.2.2 Kniehebelschließeinheiten

Kniehebelantriebe sind Mechanismen, welche aus mindestens zwei über ein Gelenk miteinander verbundenen Getriebegliedern bestehen. Der prinzipielle Aufbau eines einfachen Kniehebelmechanismus wird in der Abbildung 2.3 (a) dargestellt. Über das Verbindungsgelenk wird eine Kraft F eingeleitet, sodass der Kniehebelmechanismus gegen die Wirkung einer am Abtriebsglied angreifenden Kraft P in eine gemeinsame Strecklage oder Decklage überführt wird. Dabei ist die Kniehebelwirkung unabhängig von der Art des Antriebes oder der Krafteinleitung und die Gelenke können auf ebenen und räumlichen Bahnen geführt werden. Das Wirkprinzip des Kniehebels in Abbildung 2.3 (b) zeigt, dass die Getriebeglieder in der Strecklage hintereinander und in der Decklage neben- oder aufeinander angeordnet sind. Die Lage der Glieder beschreibt in beiden Fällen eine gemeinsame Gerade. Demzufolge sind viergliedrige Gelenkgetriebe mit Totlage die einfachsten Kniehebelmechanismen, da immer zwei Glieder zueinander in Streck- bzw. Decklage liegen. Somit können Kniehebel nur als Gliedergruppe in einem Mechanismus auftreten. Kniehebelsysteme zeigen besonders in der Streck- und in der Decklage ihre charakteristischen Wirkungen und Eigenschaften: [Au75, Sc67, Tr65]

- Kraftwirkung
- Sperrwirkung
- Rastwirkung
- Sprungwirkung
- genaue Endlage

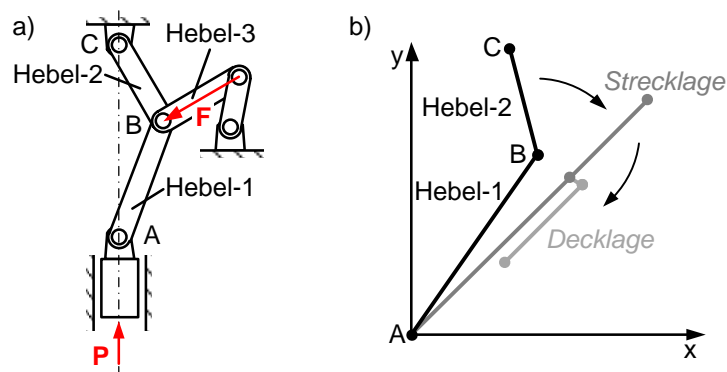


Abbildung 2.3: Kniehebelprinzip; a) Schema eines einfachen Kniehebels; b) Wirkprinzipien (nach [Sc67])

Die charakteristische *Kraftwirkung* von Kniehebelsystemen ermöglicht aufgrund der hohen nicht-linearen Übersetzung die Erzeugung sehr hoher Abtriebskräfte (Nennkräfte) bei gleichzeitig geringen Antriebskräften. Das führt zu kleinen Antriebsabmessungen (Bremsen, Wellen, Kupplungen, etc.). Aus der mathematischen Betrachtung des Verhältnisses von Antriebskraft zur Abtriebskraft in der Streck- bzw. Decklage folgt, dass dieses Verhältnis gleich Null wird. Reibungsphänomene, Masseneffekte und elastische Verformungen führen zu Verlusten, sodass die tatsächlich wirkenden Abtriebskräfte kleiner als die theoretisch möglichen Kräfte sind. Das nicht-lineare Übersetzungsverhalten ermöglicht zudem geringe und gleichmäßige Geschwindigkeiten im Endzustand (Strecklage). Das führt zu geringeren Auftreffgeschwindigkeiten und zu längeren Druckberührzeiten bei gleichzeitig relativ hohen Hubzahlen gegenüber anderer Mechanismen (z.B. Exzenterpressen). Diese Vorteile werden häufig in der Umformtechnik genutzt.

Durch die *Sperrwirkung* in der Streck- und Decklage der Glieder werden nahezu keine Kräfte auf die Antriebsglieder übertragen. Die Kräfte werden durch den direkten Kraftfluss und den kürzesten Weg in das Maschinengestell abgeleitet. Das führt zu einer hohen Drucksteifigkeit im System.

Während der *Rastwirkung* haben die äußersten Gelenkpunkte eines zweigliedrigen Kniehebels in Strecklage den größten und in Decklage den geringsten Abstand voneinander. Unter der Annahme, dass ein Gelenkpunkt fest im System fixiert und der andere Gelenkpunkt auf einer beliebigen Bahn im Bezugssystem geführt wird, resultiert für die Kniehebel eine Bewegungsumkehr, sobald das System eine Streck- oder Decklage durchläuft. Entsprechend der mathematischen Betrachtung für die Streck- bzw. Decklage wird das Verhältnis von Abtriebs- zur Antriebsbewegung gleich Null, sobald sich das System in einer der beiden Ruhelagen befindet.

Die *Sprungwirkung* eines Kniehebels führt zu einer sprungartigen Bewegung des Antriebs, sobald die Sperrwirkung des Systems überwunden wird. Unter der Voraussetzung, dass An- und Abtrieb vertauscht werden, verursacht die Wirkung der angreifenden Kräfte am Abtrieb die sprungartige Bewegung des Antriebs. Durch die Reibung im System und der Massenverteilung im Kniehebel wird der sich einstellende Bewegungszustand beeinflusst.

Das Erreichen *genauer Endlagen* von Kniehebelsystemen in der Strecklage führt zu einer hohen Reproduziergenauigkeit, welche durch Deformationen in der Struktur und Lagerspiele in den Gelenken zu Abweichungen von der theoretischen Lage des Abtriebsgliedes führen. Die charakteristischen Eigenschaften führen zu einer Vielzahl technischer Anwendungen von Kniehebeln [DB10, Sc67, Tr65]. Ein häufiges Anwendungsbeispiel sind Kniehebelschließeinheiten in unterschiedlichen Ausführungen (z.B. 4-Punkt- oder 5-Punkt-Systeme) im Einsatz an Spritzgießmaschinen zur Verarbeitung von Kunststoffen und Kautschuk.

Kniehebelsysteme verfügen über einen energetisch günstigen und geschlossenen Kraftfluss. Dennoch können bei hohen Press- und Zuhaltekräften eine elastische Auffederung und eine Verspannung innerhalb des verriegelten Werkzeugs auftreten [LK+08]. Schließeinheiten werden abhängig von der Ausführung der Schließ- und Zuhaltfunktion in unterschiedliche Bauarten unterteilt: [JM01, Jo04]

- mechanische Zuhaltung (formschlüssige Verriegelung)
- hydraulische Zuhaltung (kraftschlüssige Verriegelung)
- mechanisch-hydraulische Zuhaltung (kraftschlüssige Verriegelung)
- elektro-mechanische Zuhaltung (formschlüssige Verriegelung)

Basierend auf dem Prinzip der elektro-mechanischen Zuhaltung stellen Kniehebelmechanismen im Zusammenhang mit elektromotorischen Antrieben die zurzeit bestmögliche konstruktive Ausführung einer Kraftvervielfältigung in Kombination mit der Umwandlung einer rotatorischen in eine translatorische Bewegung dar. Die sehr hohe nicht-lineare mechanische Übersetzung ist charakteristisch für Kniehebelmechanismen und resultiert aus der Geometrie der Kniehebel sowie aus den Positionen der Gelenkstellen im System. Aufgrund dieser Eigenschaften der mechanischen Übersetzung wird ein effizienter Wechsel zwischen den hochdynamischen Verfahrenswegen bzw. -geschwindigkeiten sowie dem signifikanten Aufbau der Schließ- und Zuhaltekräfte ermöglicht. Demzufolge werden die Verfahrenswegen mit hohen Geschwindigkeiten und Positioniergenauigkeiten zurückgelegt, während der Schließkraftaufbau in einem sehr kurzen Zeitraum bei gleichzeitig geringen Geschwindigkeiten realisiert wird. Insbesondere elektro-mechanisch angetriebene Schließeinheiten erreichen in Verbindung mit Spindel-Mutter-Systemen (z.B. Kugelgewindetriebe) eine sehr gute und reproduzierbare Positioniergenauigkeit. Aufgrund dieses Übersetzungsverhaltens werden diese Mechanismen häufig in Maschinen eingesetzt, die bei geringen Wegen gleichzeitig hohe Kräfte erzeugen müssen, z.B. in Kunststoffspritzgießmaschinen. Dennoch stellen die hohen Schließ- und Zuhaltekräfte eine erhebliche Herausforderung bei der Konstruktion und Auslegung von Maschinenelementen für die Kniehebelschließeinheit dar.

In der Abbildung 2.4 wird der prinzipielle Aufbau einer elektrisch angetriebenen Schließeinheit am Beispiel einer 5-Punkt-Doppelkniehebelschließeinheit dargestellt. Der obere Teil der Symmetrieachse zeigt

die 5-Punkt-Doppelkniehebelschließereinheit im geöffneten Zustand (offenes Werkzeug) und der untere Teil den geschlossenen Zustand (geschlossenes Werkzeug).

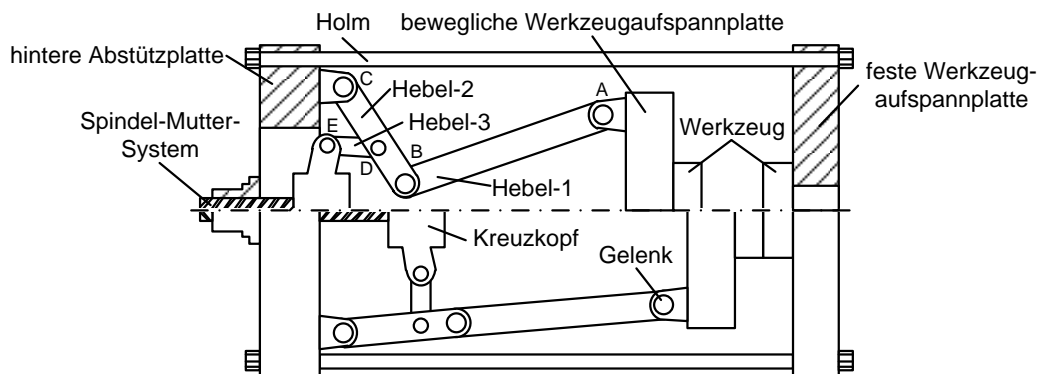


Abbildung 2.4: Schema einer elektrisch angetriebenen 5-Punkt-Doppelkniehebelschließereinheit

Der konstruktive Aufbau der Kniehebelschließereinheit besteht aus einer festen und einer beweglichen Werkzeugaufspannplatte (FWAP, BWAP), der hinteren Abstützplatte (HAP), der Kniehebelmechanik und einem Spindel-Mutter-System. Der Kniehebelmechanismus wird über einen elektrischen Servomotor angetrieben, sodass eine Umwandlung der rotatorischen Bewegung in eine translatorische Bewegung über die Kombination von Riementrieb und Spindel-Mutter-System realisiert wird. Der Kniehebelmechanismus wird zwischen der hinteren Abstützplatte und der beweglichen Werkzeugaufspannplatte montiert und durch den Kreuzkopf mit dem Spindel-Mutter-System verbunden. Die hintere Abstützplatte wird konstruktiv mit dem Maschinenrahmen verbunden und bildet somit eine starre Anbindung des Kniehebels an die Maschinenstruktur. Durch den Kreuzkopf (KK) wird die translatorische Bewegung auf das Kniehebelsystem übertragen, sodass der Kniehebel von der Decklage (offenes Werkzeug) in die Strecklage (geschlossenes Werkzeug) geführt wird. Über das Gelenk-E wird der Kreuzkopf mit dem Hebel-3 verbunden. Dieser wird über das Gelenk-D mit dem Hebel-2 und somit an die im Hauptkraftfluss liegenden Hebel (Hebel-1 und -2) und Gelenke (Gelenk-A, -B und -C) gekoppelt. Somit wird der Hebel-2 über das Gelenk-C mit der hinteren Abstützplatte und über das Gelenk-B mit dem Hebel-1 verbunden. Eine mechanische Anbindung des Kniehebelmechanismus an die bewegliche Werkzeugaufspannplatte wird durch den Hebel-1 und das Gelenk-A realisiert. Das Spritzgießwerkzeug wird an die bewegliche und feste Werkzeugaufspannplatte montiert. Eine zum Öffnen und Schließen des Werkzeuges erforderliche translatorische Bewegung der Kniehebelschließereinheit wird auf die bewegliche Werkzeugaufspannplatte übertragen und durch lineare Führungselemente (z.B. Holme, Lineargleitlager, Kugelumlaufeinheiten, etc.) geführt.

Während der Spritzgießzyklen wirken unterschiedliche Kräfte aus den Schließ-, Einspritz-, Aufreiß- und Öffnungsprozessen des Werkzeuges auf die Schließereinheit und haben einen erheblichen Einfluss auf die Funktion des Werkzeuges. Daher muss die Schließkraft stets größer (ca. 10 %) als die zu erwartende Auftreibkraft sein. Die Auftreibkraft resultiert aus dem Werkzeuginnendruck, sodass die Zuhaltkraft dieser entgegenwirkt [JM01]. Um die beiden Werkzeughälften während des Einspritzvorganges unter Druckspannung zu belasten und geschlossen zu halten, werden Schließereinheiten konstruktiv als geschlossene Kraftsysteme ausgeführt. Dabei ist die Parallelität der beiden Werkzeughälften und damit der beweglichen und festen Werkzeugaufspannplatte von entscheidender Bedeutung, um Leckagen und Druckverluste im Werkzeug durch das Aufklaffen der Werkzeughälften zu vermeiden und um reproduzierbare Formteile mit konstanter Qualität zu gewährleisten. In der Abbildung 2.5 werden am Beispiel einer Kniehebelschließereinheit die unterschiedlichen und auf die Struktur einwirkenden Kräfte während des Schließvorgangs dargestellt. Das Diagramm in der Abbildung 2.5 (a) zeigt qualitativ die Reihenfolge der auf die bewegliche Werkzeugaufspannplatte wirkenden Kräfte über deren Hub. Die Abbildung

2.5 (b) visualisiert den Kraftfluss durch den geschlossenen Kraftrahmen der Kniehebelschließereinheit während des Schließprozesses bei geöffnetem Werkzeug (oberer Symmetrieschnitt) und während der Phase des Schließkraftaufbaus bei geschlossenem Werkzeug (unterer Symmetrieschnitt). Der Kraftfluss verläuft im geschlossenen Zustand vom Kniehebelsystem durch die bewegliche Werkzeugaufspannplatte bzw. über das Werkzeug in die feste Werkzeugaufspannplatte. Die Holme werden infolge der Zugspannung gedehnt, sodass die Kraft in die hintere Abstützplatte abgeleitet wird und der Kraftfluss geschlossen wird. [Au75, JM01, Jo04]

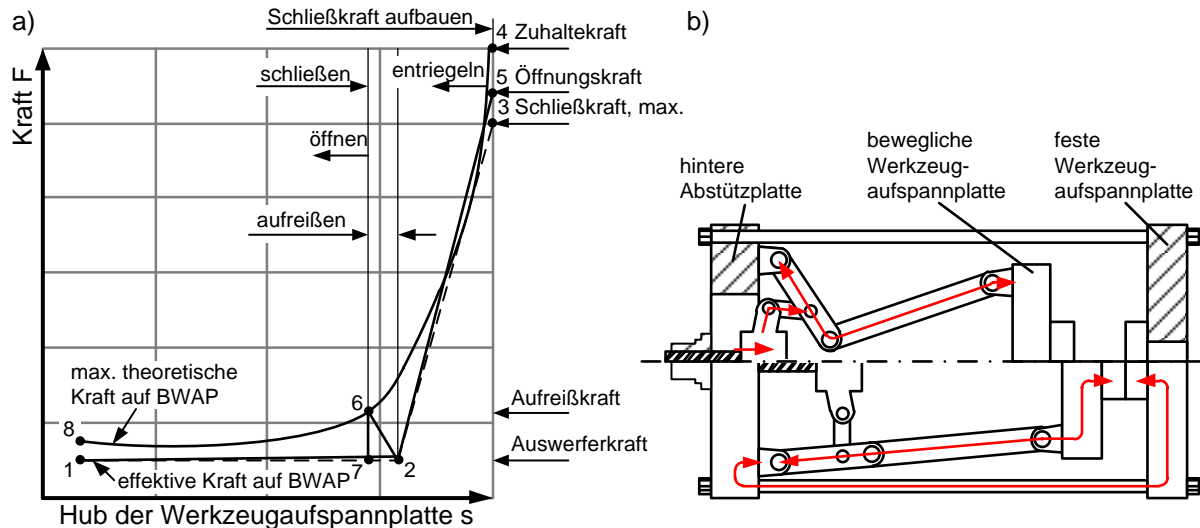


Abbildung 2.5: Kräfte an einer Kniehebelschließereinheit; a) Kräfte an BWAP (nach [JM01]); b) Schematischer Kraftfluss

Der Hub der beweglichen Werkzeugaufspannplatte von Punkt 1 in der Abbildung 2.5 (a) endet mit dem Kontakt der beiden Werkzeughälften in Punkt 2. Dabei befindet sich der Kniehebel noch nicht in Strecklage. Die Strecke von Punkt 2 bis 3 kennzeichnet den Aufbau der Schließkraft bzw. das Durchstrecken der Kniehebel in Verbindung mit der elastischen Verformung des gesamten Schließsystems. Dabei wird die Gerade durch die Kurve der maximal theoretischen Kraft tangiert und die maximale Schließkraft wird erreicht. Die Steigung der Geraden entspricht der Federkonstanten der Kniehebelschließereinheit, sodass die Strecke 2-3 die Federkennlinie des Systems darstellt. Bei mechanischen Kniehebelschließereinheiten wird die Höhe der Schließkraft durch die Holmdehnung bestimmt. Aufgrund des Einspritzvorgangs entstehen hohe Drücke in der Werkzeugkavität (Negativform im Werkzeuginnenraum). Um das Aufklaffen und Öffnen der Werkzeughälften während des Einspritzvorgangs zu vermeiden, muss die Zuhaltkraft der Werkzeughälften immer größer als die Schließkraft sein (Strecke 3-4). Im Anschluss an den Einspritzvorgang und während der Kühlphase der Schmelze kommt es zu einem Druckverlust und zu einer Entlastung der Kniehebelschließereinheit zwischen Punkt 4 und 5. Zur Entriegelung der Schließereinheit wird eine Kraft, z.B. über ein Spindel-Mutter-System oder einen Hydraulikkolben, eingeleitet. Aufgrund der Kinematik von Kniehebelsystemen wird eine geringe Kraft benötigt, um die Kniehebel und damit die bewegliche Werkzeugplatte aus der Endlage der Federkennlinie zu bewegen (Strecke 5-2). Durch den Federeffekt und die dadurch resultierenden Beschleunigung wird zum einen die Öffnungsbewegung der Schließereinheit unterstützt, zum anderen muss die Bewegung gedämpft werden. Während der Bewegung zum Öffnen des Werkzeuges steigt die an der Aufspannplatte wirkende Kraft von Punkt 2 auf Punkt 6 an. Die maximal auftretende Kraft ist die theoretisch durch die Kinematik erreichbare Kraft. Die Strecken 6-7 und 7-8 zeigen die um die Reibungskräfte geringere theoretische Kraft während der Öffnungsbewegung. Während der Öffnungsphase (Strecke 7-8) können die Formteile entformt werden. Dabei können Auswerferkräfte in Höhe der maximalen theoretischen Kraft beim Öffnen auftreten. [Au75, JM01, Jo04]

Am Beispiel von 5-Punkt-Doppelkniehebelschließeinheiten zeigen Forschungsarbeiten der letzten Jahre, dass der Bedarf an stetigen Verbesserungen bzgl. der Kinematik und der damit verbundenen Ermittlung der Maßsynthese und Parameteroptimierung vorhanden ist. Aufgrund der Kniehebelgeometrie und der Kreuzkopfposition wird das kinematische Verhalten solcher Schließeinheiten signifikant beeinflusst. Dies zeigt sich besonders in den Geschwindigkeits- und Beschleunigungsprofilen sowie im Positionierverhalten der beweglichen Werkzeugaufspannplatte und den auftretenden Kräften bzw. den Reibungseffekten auf die Gelenkstellen. Somit hat die Gestaltung der Kniehebelgeometrie einen Einfluss auf die maximale Formhöhe, welche aus der Position der beweglichen Werkzeugaufspannplatte resultiert. Um die Maßsynthese der Hebellängen und der Kreuzkopfposition in Bezug auf das Geschwindigkeitsprofil der beweglichen Werkzeugaufspannplatte und das Übersetzungsverhältnis zwischen Kraft und Leistung zu optimieren, werden genetische Algorithmen verwendet. Reibungsphänomene in den Gleitlagern der Gelenkstellen beeinflussen die Kinematik, sodass häufig Schmiermittel zur Reibungsminimierung eingesetzt werden müssen. [HLF11, LH03, LH04, LSH06]

Die Patentanmeldungen der Maschinenhersteller zeigen, dass zur Behebung der grundsätzlichen und mit den Beanspruchungen in den Gelenkkontakten von Kniehebelschließeinheiten einhergehenden Reibungs- und Verschleißprobleme, fast ausschließlich Lösungsansätze zur zusätzlichen Schmierung oder optimierten Schmiermittelzufuhr verfolgt werden. Beispielsweise zeigt das Patent von [Su11] eine optimierte Schmiermittelzufuhr durch zusätzliche Kanalbohrungen in den Gelenkbolzen der Schließeinheit, sodass Schmiermittel aus dem Bolzeninneren direkt in die Kontaktfläche und somit in die Gleitzone zwischen Bolzen und Gleitlagerung gepresst werden kann. Einen ähnlichen Ansatz zeigt [Wa06]. Die während der Phase des Schließkraftaufbaus wirkenden Kräfte pressen die Schmiermittel aus den Kontaktbereichen zwischen Bolzen und Gelenk, sodass eine ausreichende Schmierung unter maximalen Kräften nicht gewährleistet werden kann. Die Ansätze von [Su11, Wa06] wirken diesem Phänomen entgegen. In den angemeldeten Patenten findet sich jedoch kein Konzept, das eine beanspruchungsgerechte Gelenklösung zeigt.

Darüber hinaus zeigen Spindel-Mutter-Systeme in elektrisch angetriebenen Kniehebelmechanismen unter hochdynamischen Belastungen oft einen vorzeitigen Ausfall. Spindel-Mutter-Systeme (z.B. Kugelgewindetrieb) übersetzen die rotatorische Bewegung des Antriebsmotors in eine translatorische Bewegung des Kreuzkopfes, um den Kniehebel von der Decklage in die Strecklage zu führen (Öffnen und Schließen des Werkzeuges). Die hohen Beschleunigungsphasen und die Phase des Schließkraftaufbaus führen zu hohen Belastungen des Spindel-Mutter-Systems. In den Arbeiten von [Fo10, Ja08] wird deutlich, dass die fehlende Berücksichtigung dieser Einflüsse in den entsprechenden Berechnungsvorschriften der Normen und Richtlinien nicht ausreichend berücksichtigt wird und somit zu einem frühzeitigen Erreichen der Lebensdauer führt. Insbesondere die Auswirkungen der Lasthöhe und Beschleunigung auf die Reibungsvorgänge und Verschleißphänomene fließen unzureichend in die Berechnungen ein. Daher wurde ein diskretes dynamisches Simulationsmodell entwickelt, das sowohl den Einfluss des Verschleißwiderstandes von Konstruktionsparametern (Baugrößen und -formen, Kugelanzahl, Bauform der Kugelgewindemutter, Geometrie der Laufbahnen, etc.) auf die Verschleißmöglichkeiten als auch die prozessbedingten makroskopischen Gleitbewegungen (praxisnahe Belastungssituation aus dem Spritzgießprozess) berücksichtigt. [Fo10, Ja08]

2.3 Gelenke

Gegenstand der weiteren Untersuchungen in dieser Arbeit sind die hochbelasteten Gelenke von ungleichmäßig übersetzenden Mechanismen am Beispiel einer Kniehebelschließeinheit. Durch die in Kapitel 2.3.1 beschriebene Klassifizierung von konventionellen Gelenken sollen Ansätze zur Optimierung der bestehenden Gelenkstruktur abgeleitet werden. Dabei liegt der Fokus auf nicht-rotationssymmetrischen Gelenksystemen, um im Gegensatz zu klassischen Bolzen-Gelenk-Verbindungen Ansätze zur Realisierung einer Schwenkbewegung mit beanspruchungsgerechter Struktur abzuleiten. Nicht-rotationssymmetrische Gelenksituationen werden insbesondere in der Fahrwerktechnik (FWT), in parallelkinematischen Maschinen (PKM) sowie in nachgiebigen Mechanismen bzw. Festkörpergelenken (FKG) gegeben. Um die Basis und die Ausgangssituation für die Entwicklung neuer Gelenksysteme für den Einsatz in ungleichmäßig übersetzenden Mechanismen zu schaffen, wird im Kapitel 2.3.2 der aktuelle Stand der Wissenschaft zu Festkörpergelenken dargestellt.

2.3.1 Konventionelle Gelenke

Getriebe und Mechanismen bestehen aus mindestens drei gegeneinander beweglichen Gliedern einer kinematischen Kette, deren Lage unter Krafteinwirkung relativ zueinander und unter Krafteinwirkung verändert werden kann [VD93]. Über Gelenke stehen die Getriebeglieder dauerhaft in Berührung und sind relativ zueinander beweglich. Ein Gelenk besteht aus zwei Gelenkelementen, welche eine zueinander passende und dem Zweck entsprechende geometrische Form haben müssen (z.B. Bolzen und Lagerschale). Zur Beschreibung des Betriebsverhaltens von Gelenken müssen neben den Freiheitsgraden auch Werkstoffe, Abmessungen, Tragfähigkeiten sowie Schmierungen in den Kontaktbereichen berücksichtigt werden. Eine Klassifizierung der Vielzahl von unterschiedlichen Gelenktypen kann durch verschiedene Ordnungskriterien erfolgen (nach [KCH11]):

1. Form der Relativbewegung der Gelenke
z.B. Drehgelenk, Schubgelenk, Schraubgelenk
2. Bewegungsverhalten in den Kontaktbereichen der Gelenke
z.B. Gleitgelenk, Wälz- und Rollgelenke, Gleitwälz- oder Gleitrollgelenke
3. Definition des Freiheitsgrades bzw. der Anzahl möglicher relativer Einzelbewegungen
z.B. Gelenke mit Freiheitsgrad $f = 1, f = 2$ usw.
4. Lage der Drehachsen am Gelenk (Bewegungsgrad b_{bg})
z.B. ebenes Gelenk, räumliches Gelenk
5. Berührungsart in den Kontaktbereichen der Gelenke
z.B. Flächenberührung, Linienberührung, Punktberührung
6. Verbindungsart der Gelenke
z.B. formschlüssig, kraftschlüssig, stoffschlüssig
7. Statische Bestimmtheit und Grad der Überbestimmtheit
z.B. statisch bestimmtes oder unbestimmtes (überbestimmtes) Gelenk

Ergänzend zu Punkt 3 und 4 gibt der Gelenkfreiheitsgrad f die Anzahl der unabhängig voneinander möglichen Bewegungsrichtungen (Translation und Rotation) für beide Gelenkelemente an. Als Unfreiheit u eines Gelenks werden die gesperrten Bewegungsrichtungen bezeichnet. Die Summe der Freiheitsgrade und der Unfreiheiten eines Gelenks wird Bewegungsgrad b_{bg} genannt. Aus diesem Zusammenhang resultiert für ebene Gelenke ein Bewegungsgrad von $b_{bg} = 3$ sowie ein Freiheitsgrad von $1 \leq f \leq 2$ und für räumliche Gelenke $b_{bg} = 6$ und $1 \leq f \leq 5$. Außer dem Freiheitsgrad ist für ein Gelenk auch die Lage der Drehachsen zueinander bestimmend. Ein für einen definierten Freiheitsgrad

statisch überbestimmtes Gelenk (vgl. Punkt 7) besteht aus n_g Gelenkelementen, welche sich an mehr als einer Stelle berühren und demzufolge k Teilgelenke bilden. Die Summe der Unfreiheiten ist dabei größer als die theoretisch notwendigen Unfreiheiten des Gelenks, sodass der Grad der Überbestimmtheit berechnet werden kann. Statisch überbestimmte Gelenke werden aufgrund ihrer spielfreien Eigenschaft eingesetzt und erfordern eine hohe Präzision in Bezug auf Montage und Fertigung, um ein Klemmen zu vermeiden und ein zuverlässiges Betriebsverhalten zu gewährleisten. [KCH11, Vo79, Vo89, Vo92] Ein weiterer Gelenktyp sind homokinetische Gelenke (Gleichlaufgelenke). Diese gewährleisten eine gleichmäßige Winkelgeschwindigkeits- und Drehmomentübertragung von einer Welle auf eine winklig zu dieser angeordneten zweiten Welle. Beispiele hierfür sind Weitwinkelgelenke und Verschiebegelenke, die im Fahrzeugbau an den Antriebsachsen verwendet werden.

In der Fahrwerktechnik zeichnen sich besonders Kugelgelenkverbindungen durch ihre geringen Reibungsverluste, den robusten und wartungsfreien Einsatz, die Übertragung hoher Kräfte aufgrund des formschlüssigen Weiterleitens von Zug-, Druckkräften und Radialkräften sowie die kompakte Bauweise aus. Durch die Gelenkkonstruktion treten ausschließlich innere Reibmomente auf und keine äußeren Drehmomente. Kugelgelenkverbindungen werden in Führungs- und Traggelenken eingebaut. In Führungsgelenken führen die Gelenke den Radträger und ermöglichen eine Drehung um die Lenkachse. Traggelenke übertragen neben den radialen Führungskräften auch axiale Feder- und Dämpfungskräfte und unterliegen somit deutlich höheren Beanspruchungen. Demzufolge unterscheiden sich Führungs- und Traggelenke in ihrer konstruktiven Ausführung, da die Kugelzapfen in dem Gelenk einer hohen Biegebelastung unterliegen [HEG11]. Parallelkinematiken zeichnen sich im Vergleich zu seriell angeordneten Maschinenachsen durch ihre parallelen Achsen und der direkten Anbindung an die Arbeitsplattform aus. Analog zu den im Kapitel 2.1 erwähnten offenen kinematischen Ketten zeigen serielle Maschinenachsen eine ähnliche Grundproblematik. Jede weitere Maschinenachse wird mit den Massen der folgenden Achsen und deren Antrieben ergänzt. Durch die direkte Ankopplung an die Arbeitsplattform werden alle Antriebe aktiviert, um eine gewünschte Bewegung zu realisieren. Daher bieten Parallelkinematiken ein hohes Potenzial zur Leistungssteigerung von Werkzeugmaschinen. Je nach Anwendungsbereich der Parallelkinematiken müssen die Eigenschaften dieser Mechanismen durch den gezielten Einsatz von Gelenken realisiert werden. Zum einen werden für Präzisionsmaschinen hohe Steifigkeiten, eine nahezu spielfreie Lagerung und eine hohe Positioniergenauigkeit sowie deren Reproduzierbarkeit gefordert, zum anderen hohe Schwenkwinkel für Maschinen, die große Arbeitsräume benötigen. Kugelgelenke, Kreuzgelenke und Kardangelenke sind speziell als Baugruppen für den Einsatz in parallelkinematischen Maschinen entwickelt worden. Dabei zeichnen sich Kugelgelenke durch ein günstiges Verhältnis von hoher Tragfähigkeit und hoher Steifigkeit aus, verfügen jedoch über kleine Schwenkwinkel und Auslenkungen. Darüber hinaus müssen zur Reduzierung der Flächenpressung im Gelenkontakt zwischen Wälzkörper und Innenkugel eine hohe Anzahl kleinerer Wälzkörper (Kugeln) eingesetzt werden. Für hochdynamische Anwendungen werden häufig Kreuzgelenke eingesetzt. Diese weisen einen hohen Schwenkwinkel, eine geringere Masse und eine geringere Steifigkeit auf. Zur Kompensation der Nachteile von Kugel- und Kreuzgelenken werden Kardangelenke mit höheren Steifigkeiten und größeren Schwenkwinkeln eingesetzt. [Co03, Dü99]

Die aufgezählten Gelenktypen aus Fahrwerktechnik und Parallelkinematiken kombinieren die Vorteile für die Anforderungen an Gelenke in Kniehebelschließeinheiten wie das Übertragen von Zug- und Druckkräften, die Realisierung von Schwenkwinkeln (während der kinematischen Phase des Schließvorgangs), eine definierte Steifigkeit sowie eine reproduzierbar hohe Positioniergenauigkeit. Ergänzt durch die Beschreibung der Eigenschaften von nachgiebigen Mechanismen (z.B. Festkörpergelenke) werden im Kapitel 4.1.1 eine Gegenüberstellung und Bewertung vorgenommen.

2.3.2 Festkörpergelenke

In diesem Kapitel werden die Definitionen, Eigenschaften und Wirkmechanismen von Festkörpergelenken zum besseren Verständnis der in dieser Arbeit entwickelten alternativen Gelenksysteme dargestellt. Durch die Beschreibung der Wirkmechanismen werden die grundlegenden Zusammenhänge zwischen der Nachgiebigkeit bzw. der Steifigkeit der Gelenkstruktur sowie deren Auswirkung auf das kinematische Verhalten der Festkörpergelenke erklärt.

Festkörpergelenke werden maßgeblich durch die monolithische Struktur in Verbindung mit lokal verringerter Biegesteifigkeit charakterisiert. Die Bewegung bzw. Deformation beruht auf der Nachgiebigkeit des Festkörpergelenks und resultiert aus der lokalen Änderung der Biegesteifigkeit in Folge einer Querschnittsänderung der Struktur in definierten und lokal begrenzten Bereichen. Im Allgemeinen ist Nachgiebigkeit als die Fähigkeit einer Struktur zur Deformation unter der Einwirkung äußerer Kräfte definiert und verhält sich somit reziprok zur Steifigkeit einer Struktur. Daher ist die Beweglichkeit infolge der Nachgiebigkeit lokaler Strukturbereiche unter Krafteinwirkung charakteristisch für Festkörpergelenke. Dabei kann die Querschnittsänderung beliebige geometrische Formen bzw. Abmessungen aufweisen und entlang einer oder zwei Raumrichtungen verändert werden. Die Querschnittsgeometrie und die Auslenkung eines Festkörpergelenks zeigen einen erheblichen Einfluss auf die resultierenden Spannungen in den nachgiebigen Bereichen (z.B. Kerbspannungen). Die Kompromisslösung zwischen Bauteilspannungen und erforderlicher Auslenkung bzw. Nachgiebigkeit stellt somit eine große Herausforderung bei der Dimensionierung von Festkörpergelenken dar. [CJH05, DSD08, Ho01, IC14, KR+13, LM12, LZ11, MH+10, Sm00, TS+10, ZD06]

Anhand der Geometrie der nachgiebigen Bereiche kann eine Klassifizierung der Festkörpergelenke vorgenommen werden [Ze12]. In der Abbildung 2.6 (a-c) werden unterschiedliche geometrische Formen der nachgiebigen Bereiche von einachsigen Drehgelenken dargestellt. Drehgelenke stellen eine Grundform von Festkörpergelenken dar. Blattfedergelenke (a) zeigen eine sprungartige Änderung des Querschnittes mit konstanter Materialdicke, während Gelenke mit einem kreisförmigen nachgiebigen Bereich (b) eine kontinuierliche Querschnittsänderung aufweisen. Durch die Variation und Optimierung der in Abbildung 2.6 (b) dargestellten geometrischen Parameter (b_{FKG} , h_{FKG} , R_{FKG} , t_{FKG}) kann eine geforderte Nachgiebigkeit gezielt erreicht werden. Unter hohen Kräften oder Verformungen treten bei diesen geometrischen Ausführungen häufig hohe Spannungen im Bauteil auf. Daher kann die Kombination unterschiedlicher Geometrien zu einem elliptischen Querschnitt (c) eine Kompromisslösung darstellen. Analog zu der Einteilung der konventionellen Gelenke werden Festkörpergelenke (neben der Verteilung der Nachgiebigkeit) ebenfalls nach Freiheitsgraden und möglichen Bewegungsrichtungen klassifiziert. In der Abbildung 2.6 (d-g) sind verschiedene Gelenktypen dargestellt, die aufgrund der Querschnittsgeometrie mehrere Freiheitsgrade aufweisen. Kombinationen aus mehreren Teilgelenken (d) und (e) in Reihen- oder Parallelschaltungen zeigen keine gemeinsamen Schnittpunkte der Drehachsen. Unterschiedliche Abmessungen und die damit verbundenen Hebellängen beeinflussen die Transformationsgleichungen und somit die Gelenkinematik. Werden konstruktive Änderungen der Querschnittsgeometrie in mehreren Raumrichtungen durchgeführt, können gemeinsame Schnittpunkte der Drehachsen erreicht werden. Eine rotationssymmetrische Querschnittsgeometrie (f) ermöglicht Drehbewegungen um verschiedene Raumachsen mit konstanter Nachgiebigkeit. Ein rechteckiger Querschnitt (g) lässt Drehbewegungen in zwei Raumrichtungen mit unterschiedlicher Nachgiebigkeit zu. Somit ändern sich die Eigenschaften von Festkörpergelenken in Abhängigkeit von der Querschnittsform. [CJH05, Ju04, LZ11, Ra06, Sm00, Ze12]

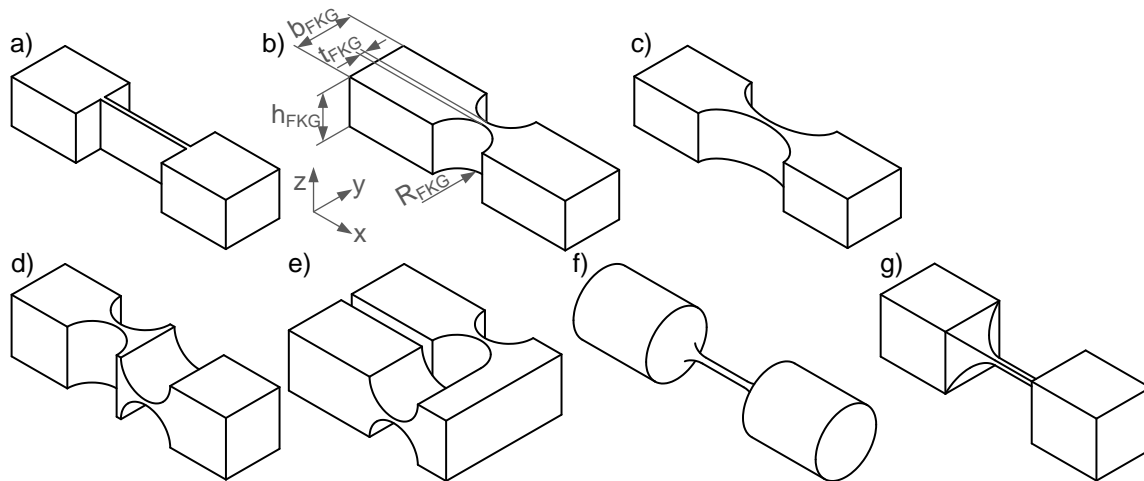


Abbildung 2.6: Grundformen und Varianten von Festkörpergelenken (nach [Ju04, Sm00])

Nachgiebige Mechanismen können vollständig oder teilweise nachgiebig sein, sodass zwischen Festkörperstrukturen (monolithische Strukturen) und Hybridstrukturen unterschieden wird. Vollständig nachgiebige Mechanismen bestehen in der Regel aus einem Material und weisen nachgiebige Bereiche in der Festkörperstruktur auf. Diese stoffschlüssigen Gelenkverbindungen weisen eine konstante Nachgiebigkeit (Festkörpergelenke) auf. Teilweise nachgiebige Mechanismen bestehen aus form- und kraftschlüssigen Strukturen mit nachgiebigen Materialien und Bereichen. Die Nachgiebigkeit dieser hybriden Mechanismen kann entweder durch gezielte geometrische Strukturänderungen oder durch andere Materialien beeinflusst werden. Somit kann auch die Temperatur die Nachgiebigkeit verändern. In Abhängigkeit dieser Materialeigenschaften wird in eine reversible oder irreversible Nachgiebigkeit unterteilt. Des Weiteren kann in eine lineare und nicht-lineare Nachgiebigkeit unterschieden werden. Unter linearer Nachgiebigkeit werden primär geometrische Linearitäten (kleinen Verformungen und Bewegungen) und lineare Materialeigenschaften (z.B. Hookesche Gesetz) verstanden.

Festkörpergelenke werden in Abhängigkeit der Verteilung der Nachgiebigkeit in Gelenke mit konzentrierter und verteilter Nachgiebigkeit unterschieden. In der Literatur gibt es keine exakte Definition zur Unterscheidung in konzentrierte und verteilte Nachgiebigkeit. Eine Differenzierung wird häufig durch das Verhältnis der Abmessungen der nachgiebigen Bereiche im Vergleich zu den maximalen Gelenkabmessungen bzw. durch das Verhältnis der Achsen der Querschnittsgeometrie (z.B. Radien einer Ellipse) vorgenommen. [Ra06, Sm00, Ze12]

Im Vergleich zu den konventionellen Gelenken existiert in Festkörpergelenken keine rollende oder gleitende Bewegungsform. Auf diesen Eigenschaften basierend lassen sich die folgenden Vorteile von Festkörpergelenken zusammenfassen:

- spielfreie und klemmfreie Bewegung
- hohe Positioniergenauigkeit sowie Reproduzierbarkeit
- reibungs- und verschleißfreie Bewegung
- belastungsgerechte Steifigkeit
- schmiermittelfreier Einsatz
- wartungsarmer und geräuschfreier Einsatz
- beliebig skalierbar

Der Zusammenhang zwischen der auf das Festkörpergelenk wirkenden Kraft und der aus der Nachgiebigkeit resultierenden Deformation hängt primär von der Geometrie des nachgiebigen Bereiches und den Werkstoffeigenschaften ab. Dieser Einfluss wird bei den erreichbaren Schwenkwinkeln deutlich. Als Materialkennwert ist der E-Modul bei der Werkstoffauswahl zur Dimensionierung der Gelenke zu

Das kinematische Verhalten des Kragbalkens wird durch die Bahnkurve des Punktes B beschrieben. Zur Berechnung der Bahnkurve eines Festkörpergelenkes mit elliptischem Querschnitt werden die Koordinaten des Punktes x_B, z_B und der Drehwinkel Θ benötigt. Das Gelenk wird durch die Kräfte F_{xB}, F_{zB} und das Moment M_B belastet. Die Bahnkurve ergibt sich somit aus der Biegelinie und den Koordinaten des Punktes unter zunehmender Belastung. Um eine Bewegung des Punktes in negative x -Richtung bzw. um große Verformungen des Drehgelenks in der Berechnung zu berücksichtigen, muss die Biegelinie nach der Biegetheorie 3. Ordnung mit der Bogenkoordinate s berechnet werden. Das daraus resultierende Differenzialgleichungssystem berücksichtigt die Terme für die Verformungen durch die Biegebeanspruchungen und den Einfluss der Schubverformungen auf die Biegelinie. Mithilfe des Runge-Kutta-Verfahrens 4. Ordnung kann das Differenzialgleichungssystem gelöst werden. Durch eine analytische Gleichung kann das Biegemoment $M(s)$ durch die Kräfte F_{xB}, F_{zB} bestimmt werden. Die Bestimmung der Koordinaten x_B, z_B erfolgt durch Iteration bzw. mehrfaches Durchlaufen des Differenzialgleichungssystems, wobei die Koordinaten des vorherigen Berechnungsschrittes verwendet werden. Durch die Änderung des Flächenmomentes 2. Grades kann die Berechnung der Biegelinie zur Ermittlung der Bahnkurve auch für unterschiedliche geometrische Ausführungen der Festkörpergelenke und beliebige Belastungen erfolgen [Ra06], jedoch werden überlagerte und kombinierte Belastungsarten (z.B. Biege- und Druckbelastung) in Abhängigkeit variierender multidirektional wirkender Kraftvektoren in dieser Gleichung nicht berücksichtigt. Die mathematischen Zusammenhänge zwischen der Steifigkeit bzw. der Nachgiebigkeit und der Gelenkkinematik können der Literatur entnommen werden. [Ho01, Ju04, KR+13, Ra06, Sm00] Darüber hinaus führen Fertigungseinflüsse und damit verbundene Maßtoleranzen oder Abweichungen in den Materialkennwerten zu Änderungen in der Gelenkkinematik.

Aktuelle Forschungen zeigen, dass oft komplexe mathematische Ansätze die Ausgangssituation für Optimierungen an Festkörpergelenken bilden. Daher werden rechnergestützte Analyseverfahren (z.B. FEM) zur Optimierung komplexer Gelenkgeometrien eingesetzt. Insbesondere wenn Kompromisslösungen zwischen den Geometrieparametern und der Nachgiebigkeit bzw. der Steifigkeit des Gelenks in Korrelation hoher Spannungskonzentrationen in den Querschnittsbereichen oder der Gelenkkinematik gefunden werden müssen (Strukturoptimierung). Dabei steht die Optimierung der Querschnittsgeometrien in den nachgiebigen Gelenkbereichen bezüglich geforderter Zielgrößen im Fokus. Typische Kerbformen sind z.B. Kreis-, Ellipsen-, Parabel- oder V-Formgelenke, die hinsichtlich des Spannungs-Auslenkungs-Verhältnisses bzw. des Stellweges der Festkörpergelenke optimiert werden. Weitere Zielgrößen bei einer Optimierung sind die Nachgiebigkeit bzw. die Steifigkeit der Gelenke sowie die Präzision der Bewegungsübertragung und deren Reproduzierbarkeit. [DSD08, IC12, IC14, Ke13, MS00, PP12, Pu11, RKJ10, TS+10, ZD06] In der Literatur zur Strukturoptimierung werden häufig Anwendungen mit einer maximalen Struktursteifigkeit und einem minimalen Materialeinsatz (Gewichtsreduzierung) beschrieben. Der Einsatz von Festkörpergelenken in Mechanismen erfordert jedoch eine definierte Nachgiebigkeit bzw. eine definierte Gelenkkinematik. Generell kann die Methode der Strukturoptimierung auch auf die Entwicklung von nachgiebigen Festkörpergelenken angewendet werden. Dabei müssen jedoch geeignete Optimierungsziele (z.B. definierte Gelenkkinematik) und Restriktionen (z.B. minimale Bauteilspannungen) formuliert werden. [Ho01] Die Anwendung der Strukturoptimierung auf die Entwicklung nachgiebiger Festkörpergelenke wird im Kapitel 4.2 beschrieben. Ein Überblick zu den mathematischen Optimierungsalgorithmen in Kombination mit numerischen Simulationsverfahren am Beispiel der FEM wird im Kapitel 2.5 zusammengefasst.

Bei der Dimensionierung von Festkörpergelenken hat die Belastungssituation und -art einen erheblichen Einfluss auf die Gelenkauslenkung sowie die Bauteilspannungen. Daher dient der Einsatz der FEM auch zur Ermittlung von Polynomfunktionen mit höheren Polynomgraden, die zur Beschreibung der Querschnittkontur nachgiebiger Bereiche in Festkörpergelenken angewendet werden. Polynomfunktionen sind mathematisch einfach zu beschreiben und ermöglichen das Ableiten einer Querschnittkontur, die eine Anpassung und Optimierung des Spannungs-Auslenkungs-Verhältnisses in Abhängigkeit der Polynomgrade ermöglicht. In der Arbeit von Linß und Zentner [LZ11] bzw. Linß und Milojević [LM12] wird der Einfluss solcher Polynomfunktionen in der Querschnittkontur auf das Spannungs-Auslenkungs-Verhältnis beschrieben. Ausgehend von einem Querschnitt mit Kreiskontur wird durch die Erhöhung der Polynomgrade die Querschnittsgeometrie einer Rechteckkontur angenähert und somit der Übergang von einer konzentrierten zu einer verteilten Nachgiebigkeit ermöglicht. Die Steifigkeit bei Gelenken mit verteilter Nachgiebigkeit nimmt ab. Die Zusammenhänge des Spannungs-Auslenkungs-Verhältnisses werden in den Untersuchungen von Kern et al. [KR+13] bestätigt.

Nachgiebige Mechanismen und Festkörpergelenke bilden in der Präzisions- und Messtechnik sowie in Mikrosystemen den aktuellen Stand der Technik hinsichtlich ihres spiel-, reibungs- und verschleißfreien Führungs- und Übertragungsverhaltens. Dies wird durch die zuvor genannten Veröffentlichungen unterstützt. Darüber hinaus zeichnen sich die Festkörpergelenke durch eine hervorragende Positioniergenauigkeit sowie deren Reproduzierbarkeit aus. In den aktuellen Forschungsarbeiten zeigt sich, dass es im Bereich der Schwerlastanwendungen oder bei Mechanismen und Getrieben mit nicht-linearen Übersetzungsverhalten keine Anwendungen nachgiebiger Mechanismen und Gelenke gibt. Die Ursachen können in den kombinierten Belastungsarten (Biege-, Torsions- und Druckbelastung) mit zeitlich variierenden und multidirektional wirkenden Kraftvektoren zusammenhängen, wie beispielsweise während der dynamischen Phase und der Phase des Schließkraftaufbaus von Kniehebelschließeinheiten. Eine Ausnahme bildet das von Kappelmüller et al. [KSW05] entwickelte flexible Festkörpergelenk, das durch die Funktion als zentrales Biegeelement die Plattenparallelität von Spritzgießwerkzeugen bei holmlosen Kunststoffspritzgießmaschinen ermöglicht. Das Biegegelenk kompensiert ausschließlich die elastische Verformung des Maschinenrahmens während des Spritzgießzyklus, sodass die Parallelität der Werkzeugaufspannplatten und damit der Werkzeughälften auch unter maximalen Schließkräften gewährleistet ist. Konzepte zum Kraftaufbau werden durch den Einsatz dieser Biegegelenke nicht umgesetzt. Die kombinierten Belastungsarten, die variierenden und multidirektional wirkenden Kraftvektoren sowie die einstellbare Schließkraft führen zu einer großen Anzahl an Einflussfaktoren, welche bei der Dimensionierung von Festkörpergelenken zu berücksichtigen sind. Daher wird im Rahmen dieser Arbeit ein numerischer Ansatz zur Auslegung auf Basis der FEM gewählt.

Die Zusammenfassung der Grundlagen zu konventionellen und Festkörpergelenken ermöglicht die Übersicht über unterschiedliche Gelenktypen sowie deren Funktion und Klassifikation anhand unterschiedlicher Ordnungskriterien. Besonders in Bezug auf Festkörpergelenke werden mit dem Verständnis der Funktionsweise auch die Anforderungen an die rechnerische und konstruktive Entwicklung von alternativen Gelenken zur Optimierung der Gelenksituation in ungleichmäßig übersetzenden Mechanismen dargestellt. Dies zeigt auch der aktuelle Stand der Forschungen. Festkörpergelenke erfüllen zum einen hochdynamische kinematische Anforderungen mit hoher Reproduziergenauigkeit der Stellwege und -winkel, zum anderen können gleichzeitig keine hohen Kräfte übertragen werden.

2.4 Moderne Simulationsmethoden

Moderne und rechnergestützte Simulationsmethoden wie z.B. die FEM oder die MKS erleichtern heutzutage die Analyse, Auslegung und die Optimierung von geometrisch komplexen Bauteilen und Baugruppen sowie komplizierten kinematischen Systemen auf Basis numerischer Berechnungsverfahren. Die in dieser Arbeit angewendeten numerischen Simulationsmethoden zur Optimierung ungleichmäßig übersetzender Mechanismen werden im folgenden Kapitel zusammenfassend dargestellt, um eine Grundlage zum besseren Verständnis der angewendeten Methoden zu schaffen. Im Kapitel 2.4.1 wird daher eine kurze Übersicht zur FEM aufgeführt. Die Algorithmen zur Form-, Topologie- und Parameteroptimierung von Festkörperstrukturen basieren dabei auf der FEM. Das Kapitel 2.4.2 umfasst eine kurze Beschreibung der MKS und deren Anwendung auf komplexe kinematische Problemstellungen. Neben der klassischen Methode zur MKS unter Verwendung ideal starrer Festkörperstrukturen wird auch die Simulation unter Verwendung elastischer Körper im Kapitel 2.4.3 erläutert.

2.4.1 Finite-Elemente-Methode

In dieser Arbeit werden die numerischen FEM-Analysen mit den Simulationsprogrammen *CREO Elements-Mechanica* und *Abaqus/CAE 6.13-3* durchgeführt. Die Erstellung der Simulationsmodelle mit den entsprechenden Kontaktdefinitionen, Randbedingungen und Belastungen wird im Kapitel 3.3 am Beispiel der Referenz-Kniehebelschließereinheit erläutert. Daher werden in diesem Kapitel zur Übersicht das grundlegende Funktionsprinzip der FEM, die wesentlichen Unterschiede in Bezug auf die Vernetzungs- bzw. Konvergenzmethoden der beiden Simulationsprogramme und die Grundlagen zu den Kontaktsimulationen beschrieben. Ein fundierter Einblick in die Thematik der FEM sowie die mathematischen Grundlagen werden in der entsprechenden Literatur ausführlich beschrieben. [Be97, Da13, K112a, Na12, Ru11, St12]

Die FEM ist ein numerisches Näherungsverfahren zur Lösung von partiellen Differenzialgleichungen durch die Probleme der Ingenieurwissenschaften mathematisch abgebildet und rechnergestützt simuliert werden. Ein klassischer Anwendungsfall ist die Berechnung des strukturellen Verhaltens von Bauteilen mit komplexer Geometrie oder von Reibungsphänomenen bei der Interaktion von Komponenten (z.B. Gelenke). Zur Erstellung eines Simulationsmodells werden die Bauteilgeometrien in ein virtuelles parametrisches Modell überführt (CAD-Modell) und durch das anschließende Vernetzen in kleine diskrete Elemente zerteilt (Diskretisierung). Das Einsetzen dieser Ansatzfunktionen in die Differentialgleichungen ergibt mit den Randbedingungen die zu lösenden Gleichungssysteme. Bei der Erstellung eines Simulationsmodells haben die Geometrie und die Oberflächenstruktur eines parametrischen CAD-Modells einen erheblichen Einfluss auf die Simulationszeiten und -ergebnisse der FEM. Dies ist mit der Vernetzung bzw. Diskretisierung der CAD-Geometrie zu begründen. Der Elementtyp und die Elementanzahl sowie die Ansatzfunktion der Elemente (lineare, quadratische oder höhere Polynomfunktionen) beeinflussen die Größe und den Umfang der zu lösenden Gleichungssysteme und bestimmen damit die Simulationszeiten. Um eine ausreichende Ergebnisqualität bei CAD-Modellen mit komplexen Geometrieeigenschaften aufgrund von Freiformflächen oder Konstruktionselementen zu gewährleisten, müssen die entsprechenden Bereiche mit kleinen Elementgrößen fein vernetzt werden. Als Konstruktionselemente werden z.B. Bohrungen, Gewinde, Rundungen, Fasen, usw. bezeichnet. Da eine Netzstruktur mit kleinen Elementen oft zu langen Simulationszeiten und Ergebnissingularitäten führt, wird im Allgemeinen der Einfluss der Konstruktionselemente auf die Ergebnisse untersucht. Darüber hinaus erzeugen automatische Vernetzungsalgorithmen in der Anwendung bei komplexen Geometrien und Konstruktionselementen problembehaftete Netzstrukturen (z.B. verzerrte Elemente), sodass die Netzqualität oft durch manuelle Korrekturen verbessert werden muss. Mithilfe der Strukturidealisierung

werden überflüssige und nicht im Fokus der Analysen liegende Konstruktionselemente entfernt. Grundsätzlich wird zwischen der h- und p-Methode zur Vernetzung bzw. Diskretisierung unterschieden. Die h-Methode (*Abaqus/CAE 6.13-3*) berücksichtigt zur Approximation der Ansatzfunktion nur den Polynomgrad 1. oder 2 Ordnung. Damit ergibt sich ein direkter Zusammenhang zwischen der Ergebnisgenauigkeit und der Elementanzahl bzw. -größe. Um eine ausreichende Ergebnisqualität bei komplexen Bauteilgeometrien zu erreichen, ist die Diskretisierung mit kleinen Elementgrößen bzw. mit lokal hohen Netzdichten erforderlich. Dabei müssen die Elementgrößen schrittweise reduziert werden, bis das Simulationsergebnis gegen einen bestimmten Wert konvergiert. Die Genauigkeit der h-Methode steigt somit mit der Anzahl der Elemente. Die p-Methode (*CREO Elements-Mechanica*) berücksichtigt Elemente mit höheren Ansatzfunktionen (z.B. bis zum 9. Polynomgrad) zur Approximation, sodass die Ergebnisgenauigkeit von dem Polynomgrad der Ansatzfunktion abhängt. Dabei können komplexe Bauteilgeometrien im Vergleich zur h-Methode relativ grob vernetzt werden, ohne die Ergebnisqualität zu beeinträchtigen. Die Genauigkeit der p-Methode steigt mit dem Polynomgrad und wird durch die Knotenfreiheitsgrade und die einfachere geometrische Anpassung beeinflusst. Somit wird bei der Anwendung der h-Methode eine höhere Elementanzahl als bei der p-Methode benötigt, um eine vergleichbare Ergebnisqualität zu erreichen. Jedoch ist auch bei der p-Methode besonders bei Bauteilen mit komplexer Geometrie ein Einfluss der Elementanzahl nicht auszuschließen und muss daher berücksichtigt werden. Resultierend aus dem höheren Polynomgrad der Ansatzfunktion wird bei der p-Methode eine erheblich längere Simulationszeit mit steigendem Polynomgrad benötigt. [Be97, CKV11, KI12a, KI12b, Sc11, VE12, WS06]

In dieser Arbeit wird die Interaktion der Kontaktkörper in den Kontaktbereichen der Gelenke während der FEM-Analysen mit berücksichtigt. Im Hinblick auf die Ergebnisinterpretation wird im Folgenden eine kurze Übersicht zu den Grundlagen der Kontakt- und Reibungsdefinitionen in der FEM gegeben. Bei der nicht-linearen FEM-Simulation von Kontaktphänomenen können unterschiedliche Kontaktfälle auftreten. Beispielsweise kann eine Interaktion zwischen einem elastischen Körper und einer starren Fläche auftreten. Wird der Körper durch eine Kraft belastet, wird ausschließlich dieser Körper verformt. Als klassische Kontaktsituation kann z.B. das Interagieren zweier elastischer Körper infolge einer Kraft bezeichnet werden. In diesem Fall werden beide Körper nach dem Kontakt deformiert. Darüber hinaus kann ein Körper im Selbstkontakt interagieren bzw. zwei Starrkörper. Die Kontaktsituationen werden durch die Elemente modelliert, welche zum einen die Kontaktgeometrie beschreiben und zum anderen die Kontaktkräfte auf die Elementknoten aufbringen. Dabei werden folgende Kontaktsituationen unterschieden:

- Punkt-zu-Punkt bzw. Knoten-zu-Knoten Kontakt
- Knoten-zu-Oberfläche Kontakt
- Punkt-zu-Oberfläche Kontakt
- Oberfläche-zu-Oberfläche Kontakt

Im Rahmen dieser Arbeit wird primär die *Oberfläche-zu-Oberfläche* Kontaktsituation verwendet. Dabei werden die Flächen der sich berührenden Kontaktkörper im Kontaktbereich in eine Master- und Slave-Fläche unterteilt und durch Oberflächen geometrisch beschrieben. Infolge einer Belastung resultiert im Kontaktbereich ein Flächenkontakt, welcher zu gleichmäßigeren Spannungsverläufen führt und numerische Fehler minimiert. Diese Fehler können z.B. durch die *Punkt-zu-Oberfläche* Kontaktsituation (Slave-Fläche wird durch Knotenpunkte beschrieben) entstehen. Durch die fehlende Geometriebeschreibung zwischen den Punkten wird die Simulationszeit erheblich reduziert. Die Knoten der Masterfläche können jedoch in die Slave-Fläche eindringen und somit numerische Fehler hervorrufen, sodass diese Methode häufig für ebene Kontaktsituationen verwendet wird. Um diese Fehler und Durchdringungen zu reduzieren, können die Master-Knoten direkt den Slave-Knoten zugewiesen werden. Darüber hinaus

wird die Master-Fläche mit größeren Elementen bzw. mit Elementen einer höheren Ansatzfunktion vernetzt sowie die konkave Fläche oder die Flächen mit einer geringeren Steifigkeit als Master-Fläche definiert.

Durch die Definition von Reibung in der Kontaktsituation wird die Bewegung der Elemente in tangentialer Richtung behindert. Die Reibung ist durch das coulombsche Gesetz von der Normalkraft abhängig. Wird die Reibung in die Gleichungssysteme implementiert, wird zunächst der Zustand für Haftung berechnet und die Kontaktpunkte an die Masterfläche gebunden. Dabei ist die Reibkraft kleiner als die Normalkraft. Die Reibkraft wirkt der Tangentialbewegung entgegen. Das Simulationsmodell kann die Kontaktbereiche beeinflussen, sodass eine Umkehr der Bewegungsrichtung auftreten und eine Konvergenz nicht mehr erzielt werden kann. Daher ist die Konvergenz einer reibungsbehafteten Kontaktsimulation schwieriger oder nur unter definierten Toleranzen erreichbar. Weitere mathematische Zusammenhänge sind der Fachliteratur zu entnehmen. [Da13, Kl12a, N.N.13a, Na12, Ru11]

2.4.2 Mehrkörpersimulation

Im Rahmen dieser Arbeit sollen sowohl die kinematischen Kenngrößen als auch die Radialkräfte durch die MKS bestimmt werden. Die Radialkräfte resultieren während der dynamischen Phase aus der Massenträgheit und während der Phase des Schließkraftaufbaus aus der Schließkraft. Das Erstellen der Simulationsmodelle sowie die Definition der Antriebsdaten und Belastungen werden im Kapitel 3.2 am Beispiel der Referenz-Kniehebelschließeinheit beschrieben. Zur MKS wird die Simulationssoftware *MSC Adams* eingesetzt. In diesem Kapitel werden zur besseren Übersicht die Grundlagen zur MKS sowie die wesentlichen Merkmale der relevanten Integrationsverfahren zur Lösung der Differentialgleichungen (explizite und implizite Verfahren) kurz dargestellt. Ein detailliertes Wissen zur MKS und die mathematischen Zusammenhänge können der nachfolgenden Literatur entnommen werden.

Im Fokus der MKS steht die Interaktion mehrerer Körper über Gelenke, Federn und Dämpfer, um die inneren Belastungen dieser Körper zu berechnen. Mithilfe der MKS können kinematische Kenngrößen, wie z.B. die Verschiebungen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen eines mechanischen Systems durch ein Simulationsmodell mithilfe numerischer Methoden (Differentialgleichungen) ermittelt werden. Dabei werden zur Modellierung starre Körper unter Berücksichtigung ihrer Masse verwendet und mit masselosen Verbindungselementen (Gelenke, Federn, Dämpfer, etc.) kombiniert. Die Anzahl der Freiheitsgrade eines Mehrkörpersystems kann durch diesen Ansatz deutlich reduziert werden (z.B. im Vergleich zur FEM), sodass die Berechnung der Interaktion der starren Körper und den daraus resultierenden Bewegungen ermöglicht wird. Durch diese Vereinfachung realer Mehrkörpersysteme können große und nicht-lineare Bewegungen simuliert und daraus resultierende Geschwindigkeiten, Beschleunigungen und Kräfte abgeleitet werden [Sh05]. Ausgangspunkt zur Beschreibung von Körpern bildet ein ortsfestes bzw. globales Koordinatensystem (Referenz-Koordinatensystem). Durch körperfeste Koordinatensysteme werden die Positionen von Punkten auf einem Körper beschrieben. Da in der klassischen MKS die Position und die Orientierung eines Starrkörpers im Raum eindeutig durch den Ortsvektor und die Drehmatrix beschrieben ist, kann ein beliebiger Punkt eines Körpers durch eine Vektorkette beschrieben werden. Durch die zeitliche Ableitung des Ortsvektors und unter Berücksichtigung der Orthogonalitätsbedingung der Drehmatrix können die Geschwindigkeit und die Winkelgeschwindigkeit eines körperfesten Punktes eindeutig bestimmt werden. Die MKS ermöglicht die Berechnung der Interaktion von Starrkörpern mithilfe kinematischer Bindungen, sodass definierte Freiheitsgrade von Körpern gesperrt werden und die Differenzialgleichungen deutlich schneller gelöst werden können. Beispielsweise können Gelenkstellen durch die Verwendung von elastischen Verbindungselementen (z.B.

Bushing-Elemente) möglichst realitätsnah abgebildet werden. Durch Bushing-Elemente kann die Nachgiebigkeit von Lagern in der Simulation berücksichtigt werden. Weitere relevante elastische Verbindungselemente sind masselose Feder- und Dämpferelemente (Kraftelemente) sowie Kontaktelemente. Die Berechnung der Kraftwirkung wird mithilfe einer Steifigkeits- und einer Dämpfungsmatrix ermöglicht. [Ba11, CS09, Ga11, PS14, RS10, SE14, SHB13, Sh05, Sh10, Wi08, Wo11]

Für realitätsnahe Lösungen einer MKS ist neben der Modellerstellung auch die Auswahl der Integrationsverfahren zur Lösung der Differentialgleichungen entscheidend. Die Wahl der Lösungsalgorithmen hängt von der geforderten Ergebnisgenauigkeit, der Simulationsdauer und der Systemsteifheit ab. Dabei wird grundsätzlich in explizite und implizite Einschritt- oder Mehrschrittverfahren unterschieden. Mit expliziten Integrationsverfahren können gewöhnliche Differenzialgleichungen effektiv gelöst werden. Implizite Verfahren zeigen bei steifen Systemen aufgrund der großen numerischen Stabilitätsbereiche erhebliche Vorteile. Die größere Schrittweite im Vergleich zu expliziten Integrationsverfahren ermöglicht oft erst die Lösung. Demgegenüber steht allerdings ein erhöhter Rechenaufwand, da im Gegensatz zu den expliziten Verfahren nicht-lineare Gleichungssysteme in jedem Schritt berechnet werden müssen. Zur Lösung der Differentialgleichungen wird bei den Einschritt-Verfahren (z.B. Euler-Verfahren 1. Ordnung, Heun-Verfahren 2. Ordnung, Runge-Kutta-Verfahren höherer Ordnung) der zu berechnende Funktionswert ausschließlich durch die Startwerte bzw. den aktuellen Funktionswerten ermittelt und stellt somit ein klassisches Verfahren zur Lösung von Anfangswertproblemen dar. Bei Mehrschritt-Verfahren (Adams-Bashforth-Verfahren 2. Ordnung) werden auch zurückliegende und bereits berechnete Funktionswerte berücksichtigt. Aus diesem Grund wird das Mehrschritt-Verfahren mit dem Einschritt-Verfahren im ersten Schritt gestartet, da in diesem Schritt noch keine berechneten Funktionswerte vorliegen. Die mathematischen Zusammenhänge der expliziten und impliziten Einschritt- und Mehrschritt-Verfahren werden in der Literatur ausführlich beschrieben. [AS08, RS10, SE14, Sh05, Sh10, Si13, Wo11]

In *MSC Adams* steht ein Integrator für steife Systeme nach Gear (GSTIFF) zur Verfügung. Dieser hat den Vorteil sehr schnell und mit einer hohen Genauigkeit Verschiebungen berechnen zu können. Bei dem GSTIFF Integrator handelt es sich um einen Mehrschritt-Integrator mit variabler Schritt-Steuerung und variabler Ordnung, bei dem die maximale Integrationsordnung 6 beträgt. In Verbindung mit der in *MSC Adams* angebotenen SI2 Formulierung lassen sich sehr genaue Ergebnisse der Geschwindigkeiten und Beschleunigung berechnen. Darüber hinaus ist diese für kleine Schrittweiten sehr robust und stabil.

2.4.3 Elastische Mehrkörpersimulation

Durch die Berücksichtigung der Elastizität von Komponenten in der MKS, können im Vergleich zur klassischen MKS (Starrkörper) die Wechselwirkungen bzw. die Einflüsse und die Korrelationen einzelner Komponenten oder Baugruppen sowie deren Schwingungen auf das Gesamtsystem realitätsnah analysiert werden. Da die klassische MKS primär die Belastungen von Körpern bzw. Systemen und die FEM die Beanspruchungen von Körpern berechnet, ist eine hinreichend genaue Aussage über die Interaktion von elastischen Körpern und damit das Verhalten von Systemen ausschließlich mit der klassischen MKS oder der statischen FEM nicht möglich. Die elastische (auch flexible oder hybride) Mehrkörpersimulation (EMKS) ermöglicht die Kombination beider numerischer Methoden. In diesem Kapitel werden ausschließlich die grundlegenden Zusammenhänge dargestellt. Es werden sowohl das grundlegende Funktionsprinzip als auch ein Überblick zu den in der Software *MSC Adams* relevanten Reduktionsverfahren kurz dargestellt. Die mathematischen Grundlagen und Zusammenhänge können der nachfolgenden Literatur entnommen werden.

Analog zur klassischen MKS wird ein beliebiger körperfester Punkt eines elastischen Körpers durch einen Ortsvektor und eine Drehmatrix (unter Berücksichtigung eines körperfesten Koordinatensystems gegenüber einem Referenzkoordinatensystem) eindeutig beschrieben und um elastische Koordinaten erweitert. Durch die elastischen Koordinaten wird die Deformation des elastischen Körpers beschrieben. Wie im Kapitel 2.4.1 muss bei der Erstellung eines FEM-Modells die virtuelle CAD-Geometrie zur Vernetzung bzw. Diskretisierung entsprechend vereinfacht werden. Durch die Diskretisierung ergibt sich in Abhängigkeit des Simulationsmodells eine hohe Elementanzahl. Durch die Beschreibung des elastischen Verschiebungsterms mithilfe der FEM, steigt die Anzahl der Freiheitsgrade in Abhängigkeit der Elementanzahl signifikant. Da jeder weitere Punkt auf dem elastischen Körper durch eine Vektorkette beschrieben werden kann und jede Position des Vektors zu jedem Zeitpunkt neu berechnet werden muss, ist ein erheblicher Simulationsaufwand erforderlich. Bei großen und komplexen Modellen ist eine Simulation oft nicht mehr möglich.

Die mathematische Beschreibung und die numerische Berechnung nicht-linearer Bewegungen mit großen elastischen Verformungen werden häufig mit der Methode der *absoluten Knotenpunktskoordinaten* umgesetzt. Dabei werden absolute Verschiebungen sowie materielle Ableitungen der Knotenkoordinaten eingeführt, da keine Rotationen der Knotenkoordinaten verwendet werden. Eine Reduktion der Freiheitsgrade ist somit nicht erforderlich, sodass nicht-lineare Effekte (z.B. große Deformationen, plastisches Materialverhalten) unter Berücksichtigung hoher Simulationszeiten ermittelt werden können. Die Reduktionsverfahren basieren ebenfalls auf der dämpfungsfreien Bewegungsgleichung und unterscheiden sich primär in der mathematischen Abbildung der Transformationsmatrix. Dadurch wird die Anzahl der Freiheitsgrade beeinflusst. Eine höhere Anzahl der Freiheitsgrade ermöglicht eine genauere Abbildung des Originalsystems. Somit wird durch die Auswahl der Reduktionsverfahren die Qualität der Simulationsergebnisse maßgeblich beeinflusst. Die beiden häufigsten Verfahren zur Reduktion der Freiheitsgrade sind die statische Reduktion nach Guyan (physikalisches Verfahren) und die modale Reduktion nach Craig-Bampton (gemischt physikalisch und nicht-physikalisches Verfahren). Diese Verfahren werden in der MKS-Software MSC Adams verwendet und daher zusammenfassend beschrieben.

Zeigen die elastischen Körper geringe elastische Verformungen, so wird häufig die Methode der *bewegten Bezugskoordinatensysteme* angewendet. Die Bewegungen des elastischen Körpers werden zum einen in große nicht-lineare Bewegungen des körperfesten Bezugssystems und zum anderen in geringe relative elastische Verformung der Knotenkoordinaten aufgeteilt. Dabei werden die kinematischen und kinetischen Bewegungsgleichungen eines elastischen Körpers mit den Methoden der Kontinuumsmechanik erstellt. Die elastischen Deformationen werden mithilfe der FEM im bewegten Koordinatensystem durch die relativen Knotenpunktskoordinaten angenähert. Infolge der hohen Anzahl an Freiheitsgraden ist oft eine Modellreduktion bzw. die geeignete Auswahl von Reduktionsverfahren erforderlich, da alle Berechnungen der Kontinuumsmechanik zu jedem Zeitpunkt für die aktuelle Position und den Verformungszustand des Körpers während der MKS durchgeführt werden müssen. Die hohe Anzahl der Freiheitsgrade kann zur Beeinträchtigung der Genauigkeit sowie der Effizienz der Simulationen führen, sodass der Einsatz von Methoden zur Modellreduktion erforderlich ist. [AS08, Ba11, He13, RS10, SE14, Sh05, Si13]

Das statische Reduktionsverfahren nach Guyan unterteilt die Struktur in innere Freiheitsgrade (Nebenfreiheitsgrade) und äußere Freiheitsgrade (Hauptfreiheitsgrade). Dabei werden die Knoteneigenschaften (z.B. Masse) der Nebenfreiheitsgrade auf die Hauptfreiheitsgrade unter Berücksichtigung der Systemsteifigkeit übertragen. An den Knoten der Hauptfreiheitsgrade wirken die äußeren Belastungen und Kräfte während die inneren Kräfte nicht mehr auftreten. Demzufolge ist die Massenmatrix in den Nebenfreiheitsgraden nicht besetzt, sodass eine Reduktion der Freiheitsgrade erfolgt. Die Transformationsmatrix führt zu einem reduzierten System, welches für statische Moden exakte Lösungen berechnet.

Allerdings können unter Berücksichtigung der Masse dynamische Effekte nicht exakt bestimmt werden, da die dynamischen Eigenschaften der Nebenfreiheitsgrade durch die Reduktion vernachlässigt werden.

Analog zur statischen Reduktion nach Guyan werden die Freiheitsgrade bei der Craig-Bampton Methode in Haupt- und Nebenfreiheitsgrade unterteilt und die statischen Moden berechnet. Dieses Verfahren ist eine Kombination aus statischer und modaler Reduktion und ermöglicht die Berechnung des dynamischen Verhaltens elastischer Körper durch die Bestimmung der Nebenfreiheitsgradmoden. Die daraus resultierende Transformationsmatrix ist die reduzierte Modalmatrix der Nebenfreiheitsgrade. Zur Berechnung der reduzierten Freiheitsgrade werden die statischen Verschiebungsformen und die modalen Nebenfreiheitsgrade approximiert. Daraus lassen sich die Systemmatrizen (Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen) des Gesamtkörpers bestimmen. Die mathematischen Grundlagen und Zusammenhänge können hierbei der Literatur entnommen werden. [AS08, He13, Sh05, Si13]

2.5 Strukturoptimierung

Die mit der Strukturoptimierung verfolgten primären Optimierungsziele zur Reduktion von z.B. Bauteilgewichten bzw. zur Materialeinsparungen oder zur Spannungsreduzierungen, müssen unter dem Kriterium der sicheren Funktionserfüllung umgesetzt werden. Oft werden die Optimierungsziele zur Reduzierung der Masse und zur Steigerung der Tragfähigkeit aus konstruktiver Sicht als konträr betrachtet (weniger Masse bedeutet geringere Tragfähigkeit). Durch den Einsatz verschiedener Optimierungsverfahren können Bauteilgeometrien so verändert werden, dass die Optimierungsziele erreicht und somit die Funktionserfüllung gewährleistet werden kann.

In der Mathematik stehen zur Lösung von Optimierungsaufgaben eine Vielzahl von Optimierungsalgorithmen bzw. -verfahren zur Verfügung, die sowohl auf zwei- als auch auf dreidimensionale Aufgabenstellungen angewendet werden können. Das Optimierungsziel wird durch eine Zielfunktion mithilfe von Variablen unter Berücksichtigung von Restriktionen beschrieben und soll zur Lösung der Optimierungsaufgabe ein Extremum einnehmen. In der Strukturoptimierung werden durch die oft nicht-linearen Zusammenhänge der Variablen und Restriktionen die mathematischen Optimierungsverfahren mit numerischen Simulationen verknüpft, sodass die Anwendung von unterschiedlichen Strukturoptimierungsverfahren ermöglicht wird. Das Ziel der Strukturoptimierung ist die Verbesserung der Bauteil- oder Systemeigenschaften in Bezug auf das definierte Optimierungsziel. In einem Simulationsmodell kann die Optimierung auf unterschiedlichen Methoden basierend durchgeführt werden. Einfache Optimierungsaufgaben können durch analytische Ansätze gelöst werden. In der virtuellen Produktentwicklung werden unterschiedliche Methoden zur Strukturoptimierung auf Basis numerischer Simulationen (z.B. FEM) eingesetzt. Im Allgemeinen wird in drei verschiedene Optimierungsverfahren unterschieden, deren Einsatzbereiche primär durch die Produktentwurfsfreiheiten und den damit verbundenen Definitionen von Zielfunktionen und den beschreibenden Variablen beeinflusst werden:

- Dimensionierung
- Formoptimierung
- Topologieoptimierung

Dabei wird die Formoptimierung in *parametrische* bzw. *CAD-basierte* und *parameterfreie* bzw. *FEM-Netz-basierte* Optimierungsverfahren unterschieden. [BS03, CK09, Ha08, Ko11, Sc13] Im weiteren Verlauf dieser Arbeit werden die parametrische Formoptimierung als *Parameteroptimierung* und die parameterfreie Formoptimierung als *Formoptimierung* bezeichnet. Ergänzt durch die Topologieoptimierung werden diese Algorithmen zum besseren Verständnis der in dieser Arbeit angewendeten nu-

merischen Optimierungsverfahren in den folgenden Kapiteln zusammenfassend beschrieben. Unabhängig von dem verwendeten Optimierungsalgorithmus kann die Optimierungsschleife prinzipiell für alle Optimierungsverfahren nach Abbildung 2.8 dargestellt werden.

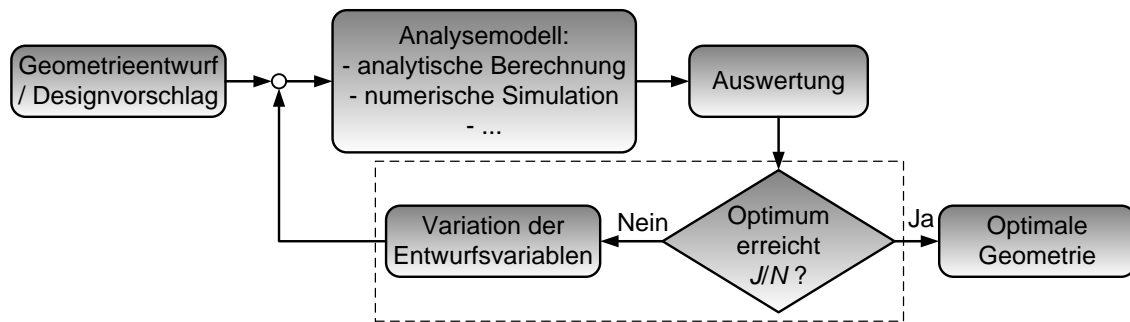


Abbildung 2.8: Programmablauf einer Optimierungsschleife (nach [Sc13])

Die Optimierung im Hinblick auf eine Gewichtsreduzierung bzw. Materialeinsparung muss die Bauteilanforderungen in Bezug auf eine sichere und zuverlässige Funktionserfüllung gewährleisten. Eine Gewichtsreduzierung hängt im Allgemeinen von der geometrischen Ausführung des Bauteils, des verwendeten Werkstoffes sowie den Dimensionen der Konstruktion ab und führt zu nicht-linearen Korrelationen dieser Einflussfaktoren untereinander. Zur rechnergestützten Strukturoptimierung von parametrischen 3D-CAD-Bauteilen werden daher numerische Verfahren wie die FEM eingesetzt. [K112a]

In dieser Arbeit werden die zur Optimierung verwendeten FEM-Simulationen zum einen durch die Software *CREO Elements/Pro 5.0* mit der Zusatzanwendung *Mechanica* und zum anderen durch die Software *Abaqus/CAE 6.13-3* mit dem Zusatzmodul *Abaqus Topology Optimization Module (ATOM)* realisiert. In *CREO Elements-Mechanica* wird die Parameteroptimierung ermöglicht. Form- und Topologieoptimierungen können mit *Abaqus ATOM* durchgeführt werden.

2.5.1 Parameteroptimierung

Mathematische Parameteroptimierungsverfahren (z.B. Monte Carlo, Gradienten- oder Suchverfahren, Hooke-Jeeves, etc.) ermöglichen die Minimierung von Zielfunktionen mithilfe unterschiedlicher Strategien. Zum Erreichen des Optimierungsziels müssen die Zielfunktionen unter Berücksichtigung unabhängiger Variablen für jede Optimierungsaufgabe angepasst werden, sodass durch die Formulierung oft nicht-lineare Zielfunktionen resultieren. Bei gradientenbasierten Verfahren führt die Ableitung der Zielfunktion zur Lösung des Optimierungsproblems. [K111] Um die mathematischen Parameteroptimierungsverfahren für die parametrische Formoptimierung in der Anwendung von FEM-Modellen zu nutzen, müssen die Optimierungsverfahren (z.B. Gradienten- oder Suchverfahren) auf die numerischen Simulationsmethoden übertragen werden.

Prinzipiell basiert die parametrische Formoptimierung bzw. *Parameteroptimierung (PO)* auf der Variation von Variablen wie den Konstruktionsparametern (z.B. Länge, Breite, Durchmesser, Querschnitte, etc.) in Abhängigkeit von definierten Optimierungszielen (z.B. Minimierung des Bauteilgewichts). Dabei müssen neben der Definition einer Zielfunktion ($F(x)$) auch die Nebenbedingungen bzw. Restriktionen festgelegt werden. Am Beispiel der Gewichts- oder Spannungsreduktion von Bauteilen mithilfe von FEM-Simulationen muss somit die Zielfunktion in Abhängigkeit der Konstruktionsparameter (x_i) gegen ein Minimum streben (Gl. 2-2).

$$\left(F(x_1, \dots, x_n) \right)_{|x=x_{opt}} \rightarrow \text{Minimum} \quad \text{Gl. 2-2}$$

Die Konstruktionsparameter bilden die Designvariablen sind damit die zu optimierenden Parameter. Somit hängt die Zielfunktion direkt von den Konstruktionsparametern ab. Unter technischen Kriterien kann die Zielfunktion somit nicht gegen den Wert Null streben. Daher werden die Designvariablen durch die Restriktionen begrenzt: [K111, K112a]

- geometrische Restriktion, z.B. $x_{i,grenz} - x_i \neq 0$
- Spannungsrestriktion, z.B. $\sigma_i(x) - \sigma_{max} < 0$
- Verformungsrestriktion, z.B. $u_i(x) - u_{max} < 0$

Die Restriktionen und die Zielfunktion werden zu der resultierenden Optimierungsfunktion zusammengefasst (z.B. Lagrange-Funktion). Viele Konstruktions- und Berechnungsprogramme beinhalten Variationsstrategien auf Basis der eindimensionalen Suche (Maximum oder Minimum), um das Optimum der Funktion zu ermitteln. Dabei wird die Optimierungs- bzw. die Zielfunktion mit einem Startvektor (x_0) verrechnet und der Ausgangszustand bzw. der Startwert (x_{j0}) berechnet. Die Kombination der mathematischen Verfahren mit der Anwendung von FEM-Simulationen ermöglicht in modernen Konstruktions- und Berechnungsprogrammen die Ermittlung der Startwerte durch numerische Simulationen. Anschließend wird ein Parameter der Zielfunktion entsprechend der Gl. 2-3 im Wechsel mit der Schrittweite p nach oben bzw. unten variiert.

$$x_j = x_{j0} \pm p \cdot x_{j0} \quad \text{Gl. 2-3}$$

Der beschriebene schematische Verlauf der Parameteroptimierung zeigt, dass nach jedem Iterationsschritt eine erneute FEM-Simulation und der Ergebnisvergleich mit der Zielfunktion durchgeführt werden. Stimmt die Richtung des veränderten Parameters mit den Restriktionen bzw. mit den Vergleichskriterien der Optimierungsfunktion überein, wird der Parameter weiter in diese Richtung variiert und die FEM-Simulation wird erneut durchgeführt. Bei Erreichen des Optimums für den ersten Parameter wird dieser fixiert und der nächste Parameter variiert. Die Iteration wird wiederholt bis entweder die Ergebnisse konvergieren und die Optimierungsziele erreicht sind oder eine maximale Anzahl an Iterationsdurchgängen erfolgt ist. Ein Abbruch der Parameteroptimierung kann durch die ungünstige Auswahl von Parameterpaarungen (z.B. Parameter, die keine Korrelation zum Optimierungsziel aufweisen) begünstigt werden. Durch die Variation der Konstruktionsparameter wird die Bauteilgeometrie verschoben, sodass nach jedem Iterationsschritt das Bauteil für die FEM-Simulation neu vernetzt werden muss. Im Vergleich zur Startgeometrie resultieren oft komplexere Bauteilgeometrien. Daher sind Neuvernetzungen oft nur mit Tetraeder-Elementen möglich. Die nach jedem Iterationsschritt notwendigen FEM-Simulationen führen zu sehr hohen Simulationszeiten, was durch die automatische adaptive Vernetzung und durch den Einsatz von Tetraeder-Elementen bestärkt wird. [K112a]

Um Simulationszeit und damit auch Kosten einzusparen, ist die Reduktion der Iterationsschritte während der Optimierung notwendig. Dazu werden lokale oder globale Approximationsverfahren für die Systemantworten eingesetzt. Eine lokale Approximation wird ausschließlich in den angrenzenden Bereichen eines Optimierungspunktes hinreichend genau und für eine Iteration angewendet, während eine hinreichend genaue globale Approximation im Designraum und damit für die gesamte Optimierungsaufgabe angewendet wird. In der Software *CREO Elements-Mechanica* stehen zwei auf der lokalen Approximation basierende Optimierungsalgorithmen zur Verfügung. Die *sequentielle quadratische Programmierung* (SQP) und die *Gradienten-Projektion* (GDP). Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird im Kapitel 4.3 der SQP-Algorithmus verwendet. Zum besseren Verständnis und aus Gründen der Vollständigkeit werden in diesem Kapitel die grundlegenden Funktionsweisen beider Algorithmen erläutert. Die mathematischen Zusammenhänge können der entsprechenden Literatur entnommen werden. [BD+10, CK09, Ge10, Ha08, Ko11, Sc13]

Da für jede Optimierungsaufgabe die Zielfunktion unter Berücksichtigung unabhängiger Designvariablen zu einer Optimierungsfunktion entwickelt wird (z.B. Lagrange-Verfahren), resultieren daraus oft nicht-lineare Zielfunktionen. Durch den SQP-Algorithmus werden die Zielfunktion quadratisch und die Restriktionen linear um einen Punkt approximiert, sodass kürzere Berechnungszeiten (im Vergleich zu Hooke-Jeeves, Box-Verfahren, etc.) erreicht werden. Die Effizienz dieses Algorithmus besteht in der Berechnung der approximierten Hesse-Matrix, welche zur Identifikation der lokalen Extremwerte benötigt wird. Da die approximierte Hesse-Matrix durch den BFGS-Algorithmus (Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno Verfahren) berechnet wird, ist eine exakte Lösung der Hesse-Matrix nicht erforderlich. Daher wird das SQP-Verfahren häufig für lokale Approximationen als Optimierungsstrategie ober bei einer hohen Anzahl an Restriktionen eingesetzt und gilt somit als robuster und leistungsfähiger Algorithmus. [CK09, Ha08, Kl12a, Sc13]

Das GDP-Verfahren verläuft für ein nicht-lineares Optimierungsproblem prinzipiell ähnlich wie beim linear-quadratischen Fall. Die Gradienten-Projektion basiert auf der Methode des steilsten Abstieges einer Funktion zur Wahl der Suchrichtung für das Optimum. Dabei zeigt der Gradient in Richtung des steilsten Anstieges. Mathematisch steht eine neue Suchrichtung immer orthogonal auf der vorherigen Suchrichtung. Daraus resultieren in Bereichen mit einem sehr schmalen lokalen Minimum lange wechselhafte Kurse, um das Optimum zu finden. [Ge10, Sc13]

Die im Verlauf dieser Arbeit durchgeführten Parameteroptimierungen werden mit den SQP-Optimierungsverfahren durchgeführt. Im Vergleich zu dem GDP-Verfahren führt das SQP-Verfahren zu einer schnelleren konstruktiven Lösung der Optimierungsaufgabe. Dabei werden jedoch nicht unbedingt die Grenzwerte am Ende jeder Iteration eingehalten, sondern nur für die optimierte Konstruktion. Wird die Optimierung nicht erfolgreich durchgeführt, so werden keine Zwischenstufen der optimierten Parameter gespeichert. Wenn die Sicherstellung der Zwischenergebnisse von Bedeutung für die Lösung der Optimierungsaufgabe sind, dann muss das GDP-Verfahren verwendet werden. Dieses Verfahren speichert die Zwischenschritte unter Einhaltung der definierten Grenzwerte und führt daher zu einem Anstieg der Berechnungszeit für die Optimierungsaufgabe.

2.5.2 Formoptimierung

Neben der im Kapitel 2.5.1 beschriebenen und auf CAD-Parametern basierenden Formoptimierung, wird in diesem Kapitel die parameterfreie bzw. auf dem FEM-Netz basierende *Formoptimierung (FO)* beschrieben. Entsprechend der Parameteroptimierung können auch bei der Formoptimierung die Gewichtsreduzierung, die Erhöhung der Steifigkeit, die Minimierung der Spannungen oder eine Modifikation der Eigenfrequenzen des Bauteils als Optimierungsziele definiert werden. Die im Zusammenhang dieser Arbeit relevante Formoptimierung von Strukturen basiert auf dem Computer-Aided-Optimization (CAO) Methode. Dabei bildet die aus der Bionik abgeleitete Wachstumsregel bei Bäumen und Knochen die Grundlage für die CAO-Methode. Aus dem Prinzip des Baumwachstums wird das Axiom der konstanten Oberflächenspannung abgeleitet [Ma97]. Mit dem Ziel gleichmäßiger Spannungen auf der Bauteiloberfläche bzw. auf der Baumoberfläche lagert der Baum in den Bereichen mit hohen Beanspruchungen Material an. In Bereichen mit niedrigen Beanspruchungen wird kein Material hinzugefügt.

Zur Übertragung des Wirkprinzips auf rechnergestützte Simulationsmethoden (FEM) wird das adaptive Wachstum durch eine fiktive spannungsgesteuerte thermische Ausdehnung im Bauteil berechnet. Dabei wird in Bereichen mit hohen Spannungsgradienten die Bauteilgeometrie durch die Verschiebung von Knotenkoordinaten des FEM-Netzes an der Oberfläche geändert, sodass eine Spannungsreduzierung bzw. -homogenisierung erfolgt [Ma97, Sc13]. Bei der Anwendung der CAO-Methode wird die Geometrie des zu optimierenden Bauteils unter Berücksichtigung der Belastungen und Randbedingungen

des realen Einsatzes in ein FEM-Modell überführt. In Bezug auf die Bauteilvernetzung muss eine gleichmäßige Netzstruktur in der Wachstumsschicht (Bauteiloberfläche) angestrebt werden. Aus den Simulationsergebnissen werden die Knotenpunktverschiebungen, die Dehnungen und die Spannungen ausgewertet, sodass eine Aussage über lokale hohe Spannungsgradienten (z.B. Kerbspannungen) möglich ist. Dabei werden die berechneten Vergleichsspannungen nach von Mises (σ_{mises}) einer fiktiven Temperaturverteilung (T_{fiktiv}) gleichgesetzt, sodass aus den lokalen hohen Spannungsgradienten Bereiche mit hohen Temperaturgradienten werden. Darüber hinaus wird der E-Modul des Ausgangswerkstoffes in der Wachstumsschicht deutlich reduziert (z.B. $E_{WS} = \frac{1}{400} * E$), um eine im Vergleich zum Bauteilkern leicht verformbare Bauteiloberfläche zu erhalten. Weiterhin wird in der Wachstumsschicht der Wärmeausdehnungskoeffizient $\alpha > 0$ und im Bauteilkern $\alpha = 0$ definiert, sodass sich die Bauteilschicht mit hohen Temperaturgradienten und geringen E-Modul stärker ausdehnt. In der Abbildung 2.9 wird der Funktionsablauf des Algorithmus der CAO-Methode dargestellt.

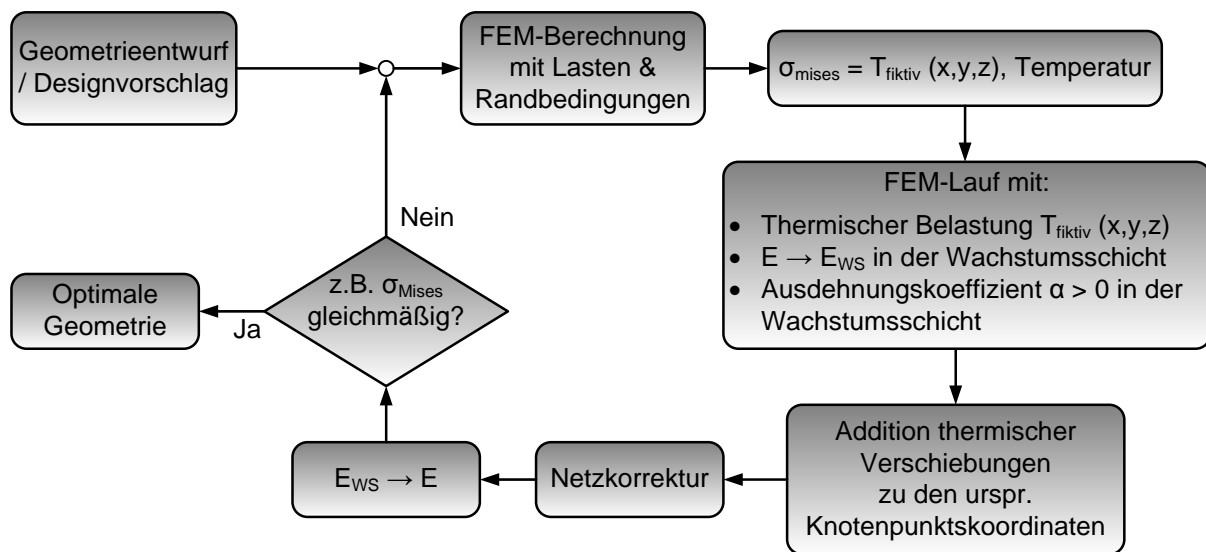


Abbildung 2.9: Programmablauf der CAO-Methode zur Nachbildung der adaptiven Wachstumsregel (nach[Ma97, Sc13])

Durch die Ausdehnung und die unterschiedlichen E-Moduln wird ein Verklemmen der Netzelemente und den daraus resultierenden falschen Spannungswerten zwischen der Wachstumsschicht und dem Bauteilkern vermieden. Zur Berechnung der Verschiebung der Wachstumsschicht wird zunächst die Temperaturdifferenz für jedes Element in dieser Schicht den Spannungsdifferenzen gleich gesetzt. Dabei bildet σ_{mw} den Mittelwert aller an einem Element auftretenden Knotenspannungen. Die Referenzspannung σ_{ref} wird vor der Simulation definiert. Aus Gl. 2-4 wird deutlich, dass in den Wachstumsschichten sowohl positive (hochbelastet) als auch negative Temperaturdifferenzen (unterbelastet) auftreten können.

$$\Delta T = \sigma_{mw} - \sigma_{ref} \quad \text{Gl. 2-4}$$

Die Wachstumsverschiebung hängt sowohl von der Spannungsdifferenz als auch von der Schichtdicke ab. Dabei berücksichtigt das Wachstum nur die thermische Belastung auf der Oberfläche, welche sich entsprechend ihrer Temperaturverteilung ausdehnt. Ist der thermische Zuwachs nicht ausreichend, kann dieser mit einem sinnvollen Überhöhungsfaktor multipliziert werden. Die vollständige und fehlerfreie Simulation anhand der Wachstumsregel weist eine durchgängig identische Dicke der Wachstumsschicht auf. Durch komplexe Bauteilgeometrien oder infolge der Simulation (Iterationsschritte) resultieren unterschiedliche bzw. verformte Schichtdicken. Daher muss eine mittlere Schichtdicke berechnet werden. Mithilfe einer korrigierten Temperaturdifferenz und der mittleren Schichtdicke kann die verformte

Schichtdicke aus den Berechnungen gekürzt werden. Abschließend wird der verformten Wachstumschicht wieder das E-Modul des Ausgangswerkstoffs zugewiesen. Durch eine weitere FEM-Simulation werden die Spannungen mit den vorherigen Spannungen bzw. den zuvor definierten Referenzspannungen σ_{ref} verglichen. Werden die Optimierungsziele erreicht, wird der CAO-Algorithmus an dieser Stelle abgebrochen [BHM92, Ha08, MB98, Ma90, Ma97, MR99, N.N.13b, Sc13].

Um mithilfe der CAO-Methode für einen Geometrieentwurf oder einen Designvorschlag eine optimale Bauteilgeometrie zu erhalten, muss unter der Anwendung der Formoptimierung bereits ein lösungsorientiertes Bauteildesign vorliegen. Da die Elementknotenverschiebung nur in der Wachstumsschicht der Bauteiloberfläche erfolgen kann, ist eine Anpassung des gesamten Bauteilvolumens an ein beanspruchungsgerechtes Design oft nur durch einen konkreten Designvorschlag oder mit einer zuvor durchgeführten Topologieoptimierung (Kapitel 2.5.3) erfolgreich. Ist der Designvorschlag zu grob bzw. zu ungenau auf die Belastungen abgestimmt, so steigen zum einen die Simulationszeit und zum anderen der Aufwand zur Nachbearbeitung des FEM-Netzes an. Zudem kann es aufgrund von Netzverzerrungen zu Ergebnisverfälschung kommen. Somit ist eine Nachbearbeitung des CAD Modells zur Neuvernetzung erforderlich und zeitaufwändig. Darüber hinaus liegt die optimierte Geometrie nicht als CAD-Modell vor. Die CAO-Methode kann nur für Festigkeitsprobleme verwendet werden unter ausschließlich geometrische Restriktionen. Allerdings ist die CAO-Methode unabhängig von dem CAD-Modell bzw. von dem verwendeten CAD-System und kann somit auf 2D- und 3D-Bauteilgeometrien angewendet werden. Weiterhin können Bereiche aus der Optimierung ausgeschlossen bzw. konstruktiv ausgelagert werden, wenn dies für spätere Verwendungen erforderlich ist. Die Umsetzbarkeit der CAO-Methode ist in vielen kommerziellen FEM-Simulationsprogrammen möglich. [Ha08, Ma97, Sc13]

2.5.3 Topologieoptimierung

Die *Topologieoptimierung (TO)* basiert ebenfalls auf der Wachstumsregel (z.B. Knochenwachstum bzw. Knochenabbau) zur optimalen Materialverteilung im Bauteil für einen definierten Belastungsfall. Im Vergleich zur Formoptimierung können bei der Topologieoptimierung neue Oberflächen in einem definierten Designraum an einem Bauteil erzeugt werden. Bei der Anwendung der Wachstumsregeln in Bezug auf das Knochenwachstum bzw. der Knochenabbau wird im Prinzip der Mineralisierungsgrad in den Knochen in Abhängigkeit der äußeren Belastungen variiert. Dabei wird in Bereichen mit geringen Beanspruchungen im Knochen der Mineralisierungsgrad verringert bzw. in hochbeanspruchten Bereichen verdichtet. Aus dem Prinzip der natürlichen Wachstumsregel wird die empirische Soft-Kill-Option (SKO) Methode abgeleitet. Analog zur CAO-Methode realisiert auch die SKO-Methode das Axiom der konstanten Oberflächenspannung [Ma97]. In der Abbildung 2.10 wird der Programmablauf der SKO-Methode dargestellt.

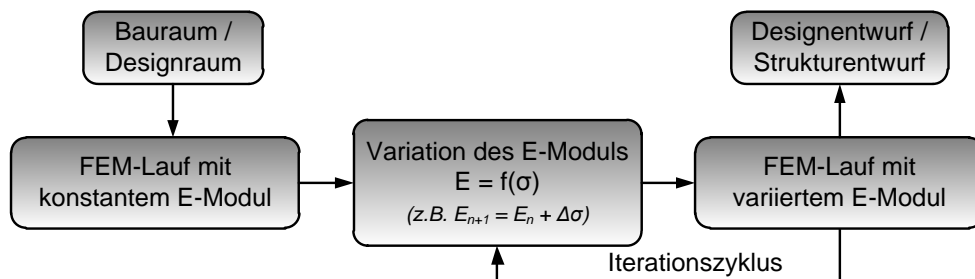


Abbildung 2.10: Programmablauf der SKO-Methode zur Nachbildung der adaptiven Wachstumsregel (nach [Ma97, Sc13])

Die SKO-Methode kann entweder nach der Methode der *spannungsgesteuerten E-Modul-Verteilung* oder nach der *spannungsinkrement-gesteuerten Methode* durchgeführt werden. Bei der spannungsgesteuerten E-Modul-Verteilung wird ein FEM-Netz für einen Designraum bzw. ein Bauteilentwurf erzeugt. Im Vergleich zur parameterfreien Formoptimierung ist kein konkreter Designvorschlag erforderlich, sodass ein grober und möglichst großer Designentwurf ausreicht. Dabei können die maximalen Abmessungen des späteren Bauteils verwendet werden, da durch die SKO-Methode unbelastete Materialbereiche entfernt werden. Das daraus abgeleitete FEM-Modell ermöglicht die Identifikation lokaler Beanspruchungen (z.B. Vergleichsspannungen nach v. Mises) infolge der praxisnahen Belastungen. Im Anschluss an die FEM wird dem lokalen E-Modul der Wert der am selben Ort berechneten Spannung zugewiesen ($E_i = \sigma_{i,Mises}$), sodass die hochbeanspruchten Bereiche eine hohe Steifigkeit aufweisen und umgekehrt die niedrigbeanspruchten Bereiche eine geringe Steifigkeit. Dadurch wird der zuvor homogene Werkstoff inhomogen und der Werkstoff wird über die lokalen E-Moduln charakterisiert. Eine erneute FEM-Simulation mit inhomogener Struktur führt zu einer Erhöhung der Bauteilspannungen in den bereits hochbelasteten Bereichen. Demzufolge werden in den niedrigbeanspruchten Bereichen die E-Moduln weiter verringert. Ab einem definierten Minimalwert der Spannungen werden diese gleich Null gesetzt. Das führt zu einem stärkeren Kontrast zwischen den Elementen mit hohen und niedrigen Beträgen der E-Moduln. Nach einer definierten Anzahl von Iterationsdurchläufen ist die gesamte Bauteilstruktur hochbeansprucht und die lokalen E-Moduln zeigen nur geringe Betragsunterschiede. Eine Bauteilstruktur mit nahezu homogenen lokalen E-Moduln ist das Ergebnis. Im Vergleich zur spannungsgesteuerten E-Modul-Verteilung wird bei der *lokalen spannungsinkrement-gesteuerten SKO-Methode* in den Iterationen der lokale Spannungszuwachs dem lokalen Zuwachs des E-Moduls ($\Delta\sigma = \Delta E$) gleichgesetzt und zum vorhandenen E-Modul addiert (Gl. 2-5).

$$E_{n+1} = E_n + \Delta\sigma_n \quad \text{Gl. 2-5}$$

Analog zur spannungsgesteuerten E-Modul-Verteilung steigen die Beanspruchungen in den hochbeanspruchten lokalen Bereichen durch die Iterationen weiter an. Demzufolge werden die niedrigbeanspruchten Bereiche aus der weiteren Optimierung entfernt. Diese lokale spannungsinkrement-gesteuerte Methode zeigt kurze Optimierungszeiten und ein komplexes Konvergenzverhalten. Die daraus abgeleitete optimierte Struktur ist unter fertigungstechnischen Kriterien oft nur schwer oder nicht umsetzbar. Zur Anwendung der *globalen spannungsinkrement-gesteuerten SKO-Methode* wird daher analog zur CAO-Methode eine Referenz-Spannung definiert. Im Vergleich zur lokalen spannungsinkrement-gesteuerten Methode wird durch die Referenz-Spannung ein Bezug zur globalen Spannungsverteilung im Bauteil hergestellt. Somit ist ein Abbruchkriterium definiert, durch das der Anwender die Optimierung beeinflussen kann. Analog zur SKO-Methode nach [BHM92, Ma97, MR99, Sc13] wird in [Ha08, HG+99] die Modifikation der lokalen bzw. globalen E-Moduln über die Zuweisung von Knotentemperaturen beschrieben. Das Funktionsprinzip ist jedoch identisch.

Für die Anwendung der Topologieoptimierung in *Abaqus ATOM* können zwei mathematische Ansätze verwendet werden. Zum einen die SIMP- (Solid Isotropic Material with Penalization) und zum anderen die RAMP- (Rational Approximation of Material Properties) Methode [N.N.13b]. Die Methoden basieren auf dem Verfahren der E-Modul- und Dichte-Relation. Bei dieser mathematischen Methode werden im Vergleich zur empirischen SKO-Methode (Änderung des E-Moduls) die E-Moduln indirekt über die Netzdichte geändert [Ha08]. Das Vorgehen der in *Abaqus ATOM* verwendeten mathematischen Methoden entspricht prinzipiell der SKO-Methode. Die hochbeanspruchten Stellen werden durch jede Iteration mit der SIMP-Methode höher und die niedrigbeanspruchten Stellen geringer beansprucht, sodass diese Methode zur Homogenisierung und Dichteerhöhung der infolge der Topologieoptimierung porösen Materialstruktur eingesetzt werden. Dabei sind für die Optimierung die Extremwerte 0 oder 1 für die Material- bzw. Dichteverteilung relevant. Demzufolge benötigt die SIMP-Methode für jedes Netzelement

nur eine Designvariable wie die normierte Dichte in Gl. 2-6. In Bezug auf das verwendete Ausgangsmaterial (Ausgangsdichte ρ_0 , E-Modul E_0) werden die lokalen relativen Netzdichten verändert. Dadurch wird wie bei der SKO-Methode der Kontrast in Bezug auf die Steifigkeit zwischen den Elementen bei jeder Iteration erhöht. Der Zusammenhang mit den lokalen relativen E-Moduln (E_i) und Dichten (ρ_i) der Netzelemente zum Ausgangsmaterial wird in Gl. 2-6 gezeigt. Durch den Exponent (p) wird die Dichte in definierten Bereichen variiert.

$$\frac{E_i}{E_i^0} = \left(\frac{\rho_i}{\rho_i^0} \right)^p \quad \text{Gl. 2-6}$$

Die RAMP-Methode wird aufgrund des konkaven Interpolationsschemas häufig für dynamische Problemstellungen verwendet. Zur Beschreibung des mathematischen Ansatzes und der Zusammenhänge zur Homogenisierung wird an dieser Stelle auf [BS03, CK09, Ha08, N.N.13b, Sc13] verwiesen.

In *Abaqus-ATOM* wird die SIMP- bzw. die RAMP-Methode in den Optimierungsalgorithmen verwendet. Zur Topologieoptimierung können der *condition-based* und der *sensitivity-based* Optimierungsalgorithmus definiert werden. Die primären Unterschiede sind die zu erwartende Optimierungsdauer und die zur Verfügung stehenden Variablen (Designvariablen). Beispielsweise kann mithilfe des *condition-based* Algorithmus die Steifigkeit einer Bauteilstruktur maximiert werden, indem die Dehnungsenergie reduziert wird. Bei diesem Algorithmus können allerdings nur die Dehnungsenergie und das Volumen des Optimierungsbereiches als Variablen verwendet werden. Als Optimierungsbereich wird dabei ein durch den Anwender definiertes Volumen am zu optimierenden Bauteil (CAD-Modell) bezeichnet. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird im Kapitel 4.2 der *sensitivity-based* Algorithmus verwendet. Dieser Algorithmus zeigt im Vergleich zum *condition-based* Algorithmus eine höhere Flexibilität in Bezug auf die Auswahl der Optimierungsgrößen und Designvariablen (Dehnungsenergie, Verschiebung, Volumen, Eigenfrequenz, etc.). Weitere Details zu den Optimierungsalgorithmen sind [Da13, N.N.13b] zu entnehmen.

3. Rechnergestützte Analyse des Referenzsystems

In diesem Kapitel werden die grundlegenden Untersuchungen zur Beanspruchungssituation an dem Referenz-Kniehebelschließmechanismus beschrieben. Um in den numerischen Simulationsmodellen die Belastungen und Randbedingungen möglichst realitätsnah zu berücksichtigen, werden im Kapitel 3.1 die Ermittlung der Antriebsdaten sowie die notwendige Systemsteifigkeit beschrieben. Die im Kapitel 3.2 beschriebenen dynamischen Untersuchungen ermöglichen den Vergleich unterschiedlicher Simulationen im Hinblick auf die Identifikation der Optimierungsansätze. Im Kapitel 3.3 werden die strukturellen Analysen beschrieben und ausgewertet. Dabei liegen die Beanspruchungen der Bolzenverbindungen im Fokus der Untersuchungen. Die Interpretation der Simulationsergebnisse und die daraus abgeleiteten Optimierungsansätze werden im Kapitel 3.4 dargestellt.

Aufgrund des nicht-linearen Übersetzungsverhaltens zwischen der antreibenden und angetriebenen Komponente (Kreuzkopf und bewegliche Werkzeugaufspannplatte) vereint eine 5-Punkt-Doppelkniehebelschließeinheit die Anforderungen an hochdynamische Verfahrbewegungen sowie den Aufbau signifikanter Schließkräfte beim Übergang in die Strecklage. Die im Kapitel 2.2 beschriebene charakteristische, mechanische Übersetzung, ermöglicht einen effizienten Wechsel zwischen der dynamischen Phase und der Phase des Schließkraftaufbaus, sodass beim Übergang in die Strecklage die Werkzeughälften schonend geschlossen werden. In der Abbildung 3.1 werden die für die grundlegenden Untersuchungen relevanten Bauteile des Referenz-Kniehebelsystems als parametrische 3D-CAD-Modelle dargestellt.

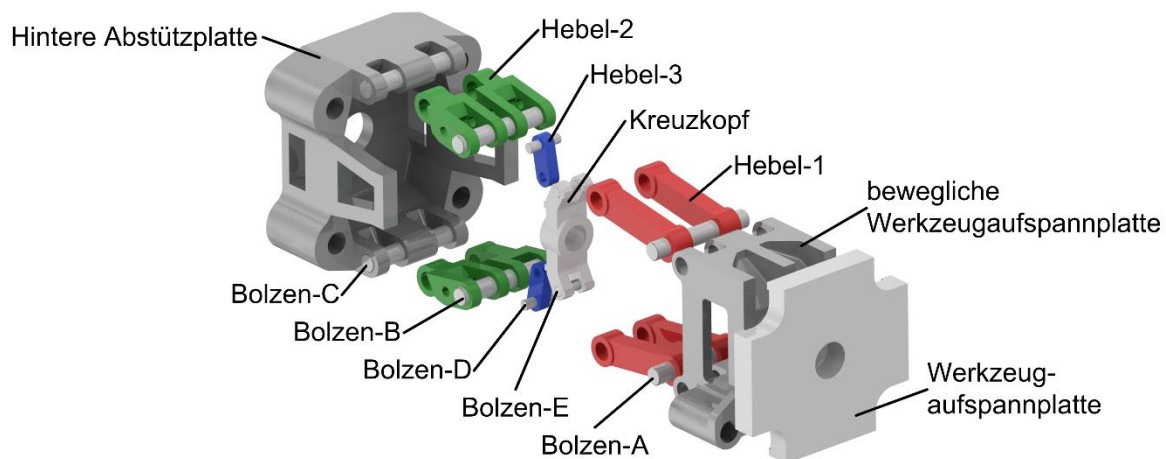


Abbildung 3.1: Konzeptionelle Darstellung der Referenz-5-Punkt-Doppelkniehebelschließeinheit in Anlehnung an die AX-Maschinenbaureihe der Fa. KraussMaffei für Schließkräfte bis 1.000 kN (AX-100)

3.1 Ermittlung der Modelldaten

Die Ermittlung der Beanspruchungen in der Referenz-Kniehebelschließeinheit soll unter realitätsnahen Bedingungen ermittelt werden. Oft ist eine exakte Abbildung der Belastungen und Randbedingungen aus dem realen System nicht bzw. nur unter hohen Aufwendungen möglich oder gar nicht notwendig, um die gewünschte Ergebnisqualität zu erreichen. Hohe Bearbeitungs- und Simulationszeiten der Modelle müssen daher den Ansprüchen an die Ergebnisqualität gegenübergestellt werden. Die Berücksichtigung der dynamischen Eigenschaften während der Schließzyklen bzw. der strukturellen Eigenschaften während der Phase des Schließkraftaufbaus in den Analysen setzen Kenntnisse über den Antrieb und den daraus resultierenden Belastungen voraus. Im Kapitel 3.1.1 werden daher die messtechnische Ermittlung realitätsnaher Antriebsdaten sowie die Datenaufbereitung für die dynamischen

Simulationen am Beispiel eines Referenz-Schließzyklus beschrieben. Um die Elastizität der Komponenten und des verwendeten Spritzgießwerkzeuges aus dem Referenz-Schließzyklus in den strukturellen Analysen zu implementieren, wird im Kapitel 3.1.2 ein analytischer Ansatz zur Definition eines Federmodells vorgestellt.

3.1.1 Antrieb

Zur Berücksichtigung der maximalen Belastungen auf die Gelenkbolzen wird ein Referenz-Schließzyklus mit maximaler Schließkraft $F_{S,max} = 1.000 \text{ kN}$ und einem Werkzeugöffnungshub der beweglichen Werkzeugaufspannplatte bei drucklosem Werkzeugkontakt $s_{BWP} = 200 \text{ mm}$ verwendet. Die Messdaten weisen jedoch einen maximalen Werkzeugöffnungshub von $s_{BWP,IST} = 201,5 \text{ mm}$ auf. Dies ist zum einen mit messtechnischer Erfassung der Schließkraft in der Maschinensteuerung und zum anderen mit dem elastischen Verformungsanteil der gesamten Schließeinheit zu begründen. Dieser wird in der Simulation als Federmodell berücksichtigt. Demzufolge ist die Federsteifigkeit der Quotient aus Schließkraft und elastischem Verformungsanteil. In der MKS wird hierzu die feste Werkzeugaufspannplatte abgebildet und mit der Feder gekoppelt. Ab dem Zeitpunkt des drucklosen Werkzeugkontaktes wird die bewegliche gegen die feste Werkzeugaufspannplatte und damit gegen die Feder verschoben.

Die Kniehebelschließeinheit wird durch einen elektrischen Servomotor angetrieben. Über einen Riemtrieb wird die Rotation des Elektromotors auf die Achse des Spindel-Mutter-Systems (Kugelgewindetrieb) übertragen und in die translatorische Bewegung des Kreuzkopfes übersetzt. Durch die translatorische Vorschubbewegung des Kreuzkopfes wird der Kniehebelmechanismus schließlich in die Strecklage überführt. Demzufolge wird die Verschiebung des Kreuzkopfes als realitätsnahe Abbildung des Antriebs im Simulationsmodell implementiert. Da die Maschinensteuerung nur die Position der beweglichen Werkzeugaufspannplatte (Plattenposition) zur Beschreibung des Öffnungshubes messtechnisch erfasst, muss die zur Simulation benötigte Kreuzkopfverschiebung unter Berücksichtigung der Gesamtübersetzung des Kniehebelmechanismus aus den Messdaten der Plattenposition berechnet werden. In Bezug auf den Kreuzkopf und die bewegliche Werkzeugaufspannplatte geben die zu einem Zeitpunkt ermittelten Daten die Position und die zeitliche veränderlichen Daten die Verschiebung an. Die Gesamtübersetzung des Kniehebelmechanismus resultiert aus den geometrischen Beziehungen aller verbundenen Komponenten zwischen der antreibenden und der angetriebenen Komponente (Kreuzkopf und bewegliche Werkzeugaufspannplatte). Mit der Annahme, dass die hintere Abstützplatte im Bezugssystem fest gelagert ist und die Kniehebelkomponenten als starre Körper betrachtet werden, kann der mathematische Zusammenhang durch die geometrischen Beziehungen der Komponenten zueinander beschrieben und die Vorschubbewegung des Kreuzkopfes bestimmt werden. In der Abbildung 3.2 werden die geometrischen Zusammenhänge an der Referenz-Kniehebelschließeinheit grafisch dargestellt.

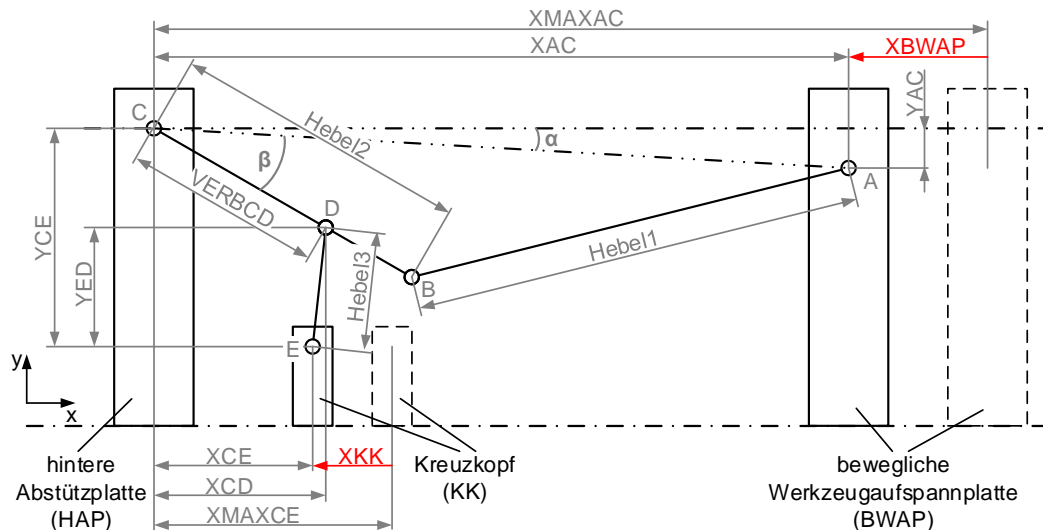


Abbildung 3.2: Darstellung der geometrischen Zusammenhänge an der Referenz-Kniehebelschließereinheit

Dabei gibt die veränderliche Größe $XBWAP$ die aktuelle Position der beweglichen Werkzeugaufspannplatte in Bezug auf deren Endlage an. Die Position des Kreuzkopfes XKK in Bezug auf die Kreuzkopfendlage resultiert somit aus der Gesamtübersetzung. Das folgende Schema zeigt den Lösungsweg zur Berechnung der Kreuzkopfposition:

1. Berechnung der Plattenposition in Bezug auf die Endlage der beweglichen Werkzeugaufspannplatte
2. Berechnung der Winkel α und β am Hebel-1 und Hebel-2
3. Berechnung der Positionen von Gelenk-D und Gelenk-E
4. Berechnung der Kreuzkopfposition in Bezug auf die Endlage des Kreuzkopfes

Die geometrischen Abmessungen $Hebel1$, $Hebel2$, $Hebel3$, YAC , $VERBCD$ und YCE sowie $XMAXCE$ sind konstant und werden in die entsprechenden Gleichungen eingesetzt. Eine vollständige mathematische Beschreibung des Lösungsweges ist im Anhang (s. Tabelle 9.1) aufgeführt.

Die Kreuzkopfgeschwindigkeit und -beschleunigung werden durch die Ableitungen 1. und 2. Ordnung in der MKS auf Basis der berechneten zeitlich veränderlichen Kreuzkopfverschiebung ermittelt. Infolge der messtechnischen Erfassung der Plattenposition resultieren unstetige Verlaufscharakteristiken, sodass die aus den Messdaten berechnete Kreuzkopfverschiebung approximiert wird. Aus den Werten der Kreuzkopfverschiebung wird eine stetige Funktion entwickelt, welche zu jedem Zeitpunkt differenzierbar ist. Durch eine Polynomfunktion 9. Grades (Gl. 3-1) können die Werte approximiert werden.

$$P(x) = a + b \cdot x + c \cdot x^2 + \dots + k \cdot x^9 \quad \text{Gl. 3-1}$$

In der Abbildung 3.3 wird unter Berücksichtigung der Übersetzung der aus den Messdaten berechnete Verlauf, der durch das Polynom approximierter Verlauf sowie der modifizierte Verlauf der Kreuzkopfverschiebungen gegenübergestellt. Darüber hinaus wird der Verlauf der Schließkraft in dem Diagramm dargestellt, um die dynamische Phase (Zeitbereich t_0 bis t_3) und die Phase des Schließkraftaufbaus (t_3 bis t_5) hervorzuheben. Der approximierter Verlauf der Kreuzkopfverschiebung zeigt eine gute Übereinstimmung mit den berechneten Werten. Im Vergrößerungsausschnitt (a) der Darstellung zeigt der Beginn der dynamischen Phase, dass die approximierter Kreuzkopfverschiebung die x-Achse (t_1 bis t_2) schneidet und somit eine negative Verschiebung bewirkt. Diese Verlaufscharakteristik ist mit dem hohen Polynomgrad und dem dadurch resultierenden Überspringen zu begründen. Im Simulationsmodell würde dies zu einer Rückwärtsbewegung des Kreuzkopfes führen, sodass der Zeitbereich (t_0 bis t_2) in der Simulation nicht berücksichtigt wird. Weiterhin muss in der Simulation durch die Verschiebung des

Kreuzkopfes in seine Endlage sichergestellt werden, dass die Phase des Schließkraftaufbaus vollständig abgeschlossen wird. In dem Vergrößerungsausschnitt (b) wird deutlich, dass die maximale Schließkraft wirkt (t_4), bevor der Kreuzkopf die Endlage erreicht (t_5) und der Kurvenverlauf horizontal verläuft. Die Unstetigkeit im Verlauf der berechneten Kreuzkopfverschiebung (vgl. Vergrößerungsausschnitt (b)) führt bei der Anwendung der Polynomfunktion ebenfalls zu einer fehlerhaften Approximation. Daher werden die Werte für die Kreuzkopfverschiebung in dem statischen Bereich in den Antriebsdaten nicht berücksichtigt, was durch den modifizierten und für die Simulation verwendeten Verlauf der Kreuzkopfverschiebung gezeigt wird.

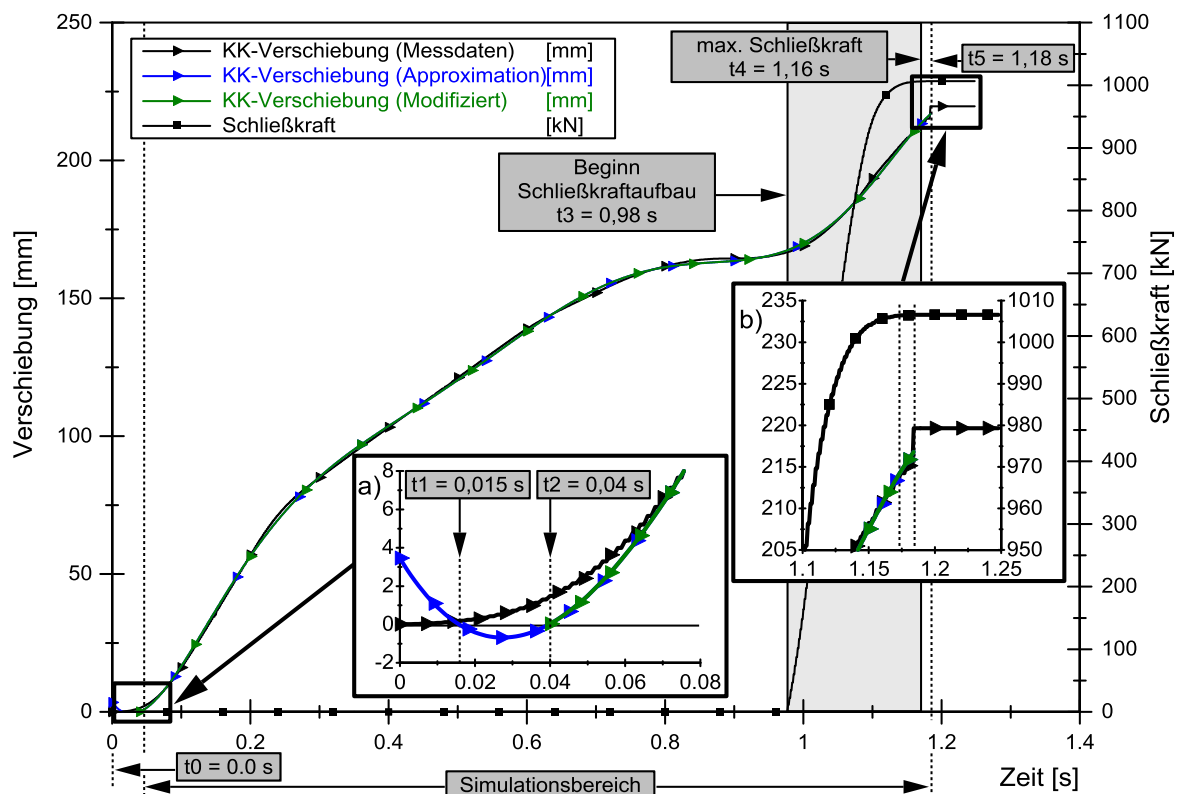


Abbildung 3.3: Gegenüberstellung der Kreuzkopfverschiebungen

Das in diesem Kapitel beschriebene Vorgehen zur Generierung der Antriebsdaten bildet die Grundlage für die Anwendung von dynamischen Simulationsmodellen. Erst durch die Antriebsdaten können die daraus resultierenden Ergebnisse verglichen und interpretiert werden.

3.1.2 Federsteifigkeit

Durch den Kreuzkopf des Referenz-Kniehebelsystems wird die translatorische Bewegung des Kreuzkopfes auf den Kniehebelmechanismus und somit auf die bewegliche Werkzeugaufspannplatte übertragen. Die hohe nicht-lineare Kraft-Weg-Übersetzung ermöglicht während der dynamischen Phasen der Spritzgießzyklen die hochdynamischen Bewegungen des Kniehebelsystems. Wird der Kniehebel in die Strecklage überführt, ist aufgrund des Übersetzungsverhaltens und der damit verbundenen Geschwindigkeitsabnahme ein werkzeugschonender Schließprozess möglich. Wie bereits im Kapitel 2.2.2 (Abbildung 2.5 b) beschrieben, wird nach dem drucklosen Kontakt beider Werkzeughälften der Kreuzkopf translatorisch in die Endlage gefahren, sodass der Kniehebel in die Strecklage überführt und die Schließ- bzw. Zuhaltkraft aufgebaut wird. Dabei wird zum einen die bewegliche Werkzeugaufspannplatte translatorisch verschoben und zum anderen werden die beiden Werkzeughälften zusammengepresst. Die über

den Kreuzkopf eingebrachte mechanische Energie wird durch die Strecklage des Kniehebels im System gespeichert. Somit wird ein Öffnen des Werkzeuges und demzufolge ein Druckverlust im Inneren der Kavität sowie ein Austreten der Kunststoffschmelze während des Einspritzvorganges verhindert. Folglich muss die Schließkraft stets größer sein (ca. 10 %) als die aus dem maximalen Innendruck des Spritzgießwerkzeuges resultierende Auftreibkraft [JM01].

Infolge der Elastizität der Kniehebelschließereinheit resultiert eine Verformung der im Kraftfluss liegenden Komponenten. Der Zusammenhang von Kraft und Verformung zwischen dem Zustand des drucklosen Werkzeugkontaktes und der maximalen Schließkraft ist linear-elastisch. Dieser Zusammenhang wird im Simulationsmodell durch ein Federmodell mit linearer Federkennlinie (Kraft-Verformungsverhalten) berücksichtigt. Zur mathematischen Beschreibung der Federsteifigkeit wird ein analytischer Ansatz gewählt, um zunächst die Federlänge zu bestimmen. Durch die hintere Abstützplatte und die feste Werkzeugaufspannplatte in Verbindung mit den vier Holmen bildet die Kniehebelschließereinheit einen geschlossenen Kraftrahmen. In der schematischen Darstellung der Abbildung 3.4 wird oberhalb der Symmetrieachse der Kraftfluss und die Kniehebelposition bei drucklosem Werkzeugkontakt während der translatorischen Verfahrensbewegung des Kreuzkopfes dargestellt. Unterhalb der Symmetrieachse werden der Kraftfluss sowie der Kniehebel in Strecklage bei maximaler Schließkraft als geschlossener Kraftrahmen gezeigt. Demzufolge unterliegen die Komponenten Dehnungen mit positiven (Streckung) und negativen Vorzeichen (Stauchung), sodass die technischen Dehnungen bilanziert werden.

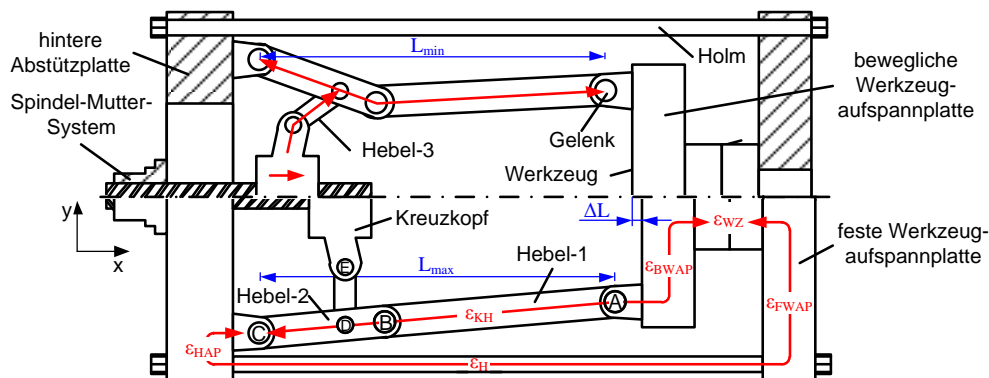


Abbildung 3.4: Verformungen und Dehnungen an der Referenz-Kniehebelschließereinheit

Infolge der Kreuzkopfverschiebung und dem damit verbundenen Durchstrecken des Kniehebels resultiert eine Längenänderung zwischen den Gelenken A und C, die eine Translation der beweglichen Werkzeugaufspannplatte erst ermöglicht. Der in Abbildung 3.4 dargestellte Achsabstand zwischen Gelenk-A und -C in x-Richtung zwischen dem drucklosen Werkzeugkontakt L_{min} (oberhalb der Symmetrieachse) und dem Werkzeugkontakt bei maximaler Schließkraft L_{max} (unterhalb der Symmetrieachse) ergibt die Längenänderung ΔL . Die Parallelität der Werkzeughälften muss unter maximaler Schließkraft während der Spritzgießzyklen stetig gewährleistet sein, um Leckagen sowie Druckverluste im Werkzeug zu vermeiden und um somit einen stabilen Prozess mit reproduzierbaren Formteilen sicherzustellen (vgl. Kapitel 2.2.2). Daher werden die hintere Abstützplatte sowie die bewegliche und feste Werkzeugaufspannplatte mit einer hohen Steifigkeit konstruiert. Die technischen Dehnungen der hinteren Abstützplatte (ϵ_{HAP}) und der beweglichen Werkzeugaufspannplatte (ϵ_{FWAP}) sind im Vergleich zu den Dehnungen der anderen Komponenten gering und werden in der Bilanz nicht berücksichtigt. Sobald der Kniehebel in die Strecklage überführt ist, unterliegen die Holme (ϵ_H) einer positiven technischen Dehnung (Streckung) und der Kniehebel (ϵ_{KH}), die bewegliche Werkzeugaufspannplatte (ϵ_{BWAP}) sowie das Spritzgießwerkzeug (ϵ_{WZ}) einer negativen technischen Dehnung (Stauchung). Die technischen Dehnungen liegen der aus dem Kniehebelmechanismus resultierenden Längenänderung (ΔL) gegenüber. Da sich die

technischen Dehnungen der Komponenten im Bereich des linear-elastischen Werkstoffverhaltens befinden, sind diese mit den Längenänderungen äquivalent ($\Delta L_i = \varepsilon_i \cdot L_{i0}$). Aus diesem Ansatz zur Berechnung der Federlänge können die Dehnungen durch die Längenänderungen (ΔL_i) substituiert werden, sodass sich durch die Bilanzierung die Gl. 3-2 ergibt.

$$\Delta L = \Delta L_{KH} + \Delta L_{BWAP} + \Delta L_{WZ} + \Delta L_H \quad \text{Gl. 3-2}$$

Im Simulationsmodell wird das Federmodell analytisch an die bewegliche Werkzeugaufspannplatte gekoppelt. Eine Verschiebung der beweglichen Werkzeugaufspannplatte durch den Kniehebel gegen das Federmodell entspricht der Längenänderung des Spritzgießwerkzeuges bzw. der Holme. Es wird die Gl. 3-2 hinsichtlich dieser Komponenten zu Gl. 3-3 umgestellt. Die Komponenten zur Beschreibung des Federmodells werden auf der linken Seite der Gleichung isoliert, während die mithilfe der FEM beschriebenen Komponenten auf der rechten Seite der Gleichung zusammengefasst werden.

$$\Delta L_H + \Delta L_{WZ} = \Delta L - \Delta L_{KH} - \Delta L_{BWAP} \quad \text{Gl. 3-3}$$

Zur Berechnung der Verformungen wird bei allen Stahlbauteilen der gleiche E-Modul (E_{St}) verwendet. Der Betrag der Federsteifigkeit wird durch die Steifigkeit des Spritzgießwerkzeuges beeinflusst [Jo04]. Um die analytische Berechnung (Gl. 3-4) der Werkzeugverformung (ΔL_{WZ}) zu vereinfachen, wurde für diese Untersuchung ein sogenanntes Freistrah-Werkzeug als Spritzgießwerkzeug ausgewählt. Der Gegendruck wird somit nicht berücksichtigt. Das Freistrah-Werkzeug besteht aus einer Rahmenstruktur mit einem aus vier Verstrebungen erzeugten Hohlraum. Die vier Verstrebungen weisen die gleiche Länge (l_{WZ}) und einen rechteckigen Querschnitt (A_{WZ}) auf. Diese sind zwischen zwei Stahlplatten verschraubt, um die Montage an die Werkzeugaufspannplatten zu ermöglichen. In dem Simulationsmodell wird aufgrund der Strukturidealisierung ein Viertelschnittmodell der Schließeinheit simuliert. Dementsprechend wird ein Holm sowie ein Viertel des Freistrah-Werkzeuges in den Gleichungen berücksichtigt. Die Werte können dem Kapitel 0 entnommen werden.

$$\Delta L_{WZ} = \frac{F_{S,Modell} \cdot l_{WZ}}{E_{St} \cdot A_{WZ}} = 0,114 \text{ mm} \quad \text{Gl. 3-4}$$

Dieser analytische Ansatz wird ebenfalls bei der Verformungsberechnung der vier Holme verwendet (Gl. 3-5). Die vier Holme weisen eine identische Länge ($l_H = 2.000 \text{ mm}$) und einen runden Querschnitt ($A_H = 3.217 \text{ mm}^2$) auf, sodass die Verformung eines Holms (ΔL_H) durch die Gl. 3-5 berechnet wird.

$$\Delta L_H = \frac{F_{S,Modell} \cdot l_H}{E_{St} \cdot A_H} = 0,74 \text{ mm} \quad \text{Gl. 3-5}$$

Aus der Addition der Werkzeug- und Holmverformung ergibt sich die Federlänge L_F nach Gl. 3-6.

$$L_F = \Delta L_H + \Delta L_{WZ} = 0,854 \text{ mm} \quad \text{Gl. 3-6}$$

Zur Berechnung der im FEM-Modell verwendeten Federsteifigkeit c_{FEM} wird aufgrund der Idealisierungen ein Viertel der maximalen Schließkraft in der Gl. 3-7 berücksichtigt.

$$c_{FEM} = \frac{F_{S,Modell}}{L_F} = 292.740 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad \text{Gl. 3-7}$$

Aus einer Stauchung der Feder im Simulationsmodell um den Betrag von $L_F = 0,854 \text{ mm}$ resultiert unter Berücksichtigung der Federsteifigkeit von $c_{FEM} = 292.740 \text{ N/mm}$, eine maximale Schließkraft von $F_{S,Modell} = 250 \text{ kN}$.

3.2 Dynamische Untersuchung

In diesem Kapitel werden unterschiedliche numerische Simulationsmethoden (vgl. Kapitel 2.4) zur dynamischen Analyse des Referenz-Kniehebelsystems gegenübergestellt. Ziel ist der Vergleich dieser Simulationswerkzeuge, um einen maximalen Informationsgewinn über die Beanspruchungen während der Schließphase durch einen effizienten Softwareeinsatz zu erhalten. Dadurch wird die Grundlage für den Entwicklungsprozess (Synthese und Auslegung) von Mechanismen unter Berücksichtigung der Elastizitäten geschaffen. Die Simulationsmodelle der Referenz-Kniehebelschließeinheit basieren auf einem Viertelschnittmodell (Berücksichtigung der Symmetrieeigenschaften), deren Gültigkeit im Kapitel 3.3.1 nachgewiesen wird. Infolge der ermittelten Antriebswerte wird die Referenz-Kniehebelschließeinheit durch die Kreuzkopfverschiebung in Strecklage geführt. Die verwendeten Materialdaten sind im Anhang (s. Tabelle 9.2) aufgeführt.

3.2.1 Mehrkörpersimulation

Um kinematische Kenngrößen wie z.B. die Verschiebungen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen mithilfe der MKS zu ermitteln, müssen die Massen des Kniehebelmechanismus bzw. der einzelnen Komponenten berücksichtigt werden. Aus den Trägheitseffekten der Massen können die Radialkräfte an den Gelenken während des hochdynamischen Schließprozesses bestimmt werden. In dieser Arbeit bilden die im Hauptkraftfluss liegenden Gelenke-A, -B und -C den Fokus. Der Schließkraftaufbau wird unter Berücksichtigung des Viertelschnittmodells in der MKS über den Einsatz eines Federmodells realisiert. Eine ausführliche Beschreibung der elastischen Verformungen an der Kniehebelschließeinheit wurde im Kapitel 3.1.2 beschrieben. Der zu Beginn des Kapitels 3.1.1 beschriebene Schließkraftaufbau durch das Federmodell erfordert eine Kontaktdefinition zwischen der beweglichen und der festen Werkzeugaufspannplatte. Weiterhin wird der Gravitationseinfluss durch die Massen im Simulationsmodell berücksichtigt.

Wie bereits in den Grundlagen zu den kinematischen Verbindungselementen und Freiheitsgraden (Kapitel 2.4.2 und 2.3.1) beschrieben, besitzen massenbehaftete Körper im Raum mindestens drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade. Diese werden in Abhängigkeit des Anwendungsfalls über kinematische Bindungen (z.B. Gelenke) gesperrt, sodass die Bewegungen in definierten Richtungen ermöglicht werden. In den Simulationsmodellen werden über Translationsgelenke fünf Freiheitsgrade gesperrt, sodass für den Kreuzkopf sowie die bewegliche und feste Werkzeugaufspannplatte ausschließlich eine Translationsbewegung in x-Richtung möglich ist. Um die Schwenkwinkel der Hebel zu ermöglichen, wird ausschließlich die Rotation um die z-Achse durch den Einsatz von Drehgelenken in den fünf Gelenken des Simulationsmodells ermöglicht. Die Beschreibung der Drehgelenke ermöglicht darüber hinaus die Berücksichtigung von Reibungsphänomenen (z.B. Gleitreibung) während der Simulationen. Für die gesamte Schließphase wird in den dynamischen Simulationen im Rahmen dieser Arbeit ein Reibungskoeffizient von $\mu_{MKS} = 0,1$ für eine geschmierte Stahl-Stahl-Werkstoffpaarung unter Gleitreibungsbedingungen angenommen. Vergleichend werden weitere Simulationen mit identischen Simulationseinstellungen ohne die Definition eines Reibungskoeffizienten durchgeführt.

Die im Kapitel 3.1.1 entwickelte Antriebsfunktion ermöglicht die Berechnung des Antriebsdatensatzes für die Kreuzkopfverschiebung. Zur Berücksichtigung einer realitätsnahen Belastungssituation wird dieser Datensatz über eine Spline-Funktion in das Simulationsmodell integriert. Um die Kreuzkopfverschiebung zu ermöglichen, wird ein Point-Motion-Element am Kreuzkopf definiert. Ein Point-Motion-Element ermöglicht generell die Verschiebung eines Punktes in eine beliebige Richtung über eine zeitabhängige Funktion. Zur Integration der implementierten Spline-Daten wird daher eine Funktion in den

Point-Motion-Elementen erstellt, welche den Datensatz auf den Kreuzkopf überträgt und somit die Verschiebung ermöglicht.

Für die Simulation wird der GSTIFF-Solver und eine SI12-Formulierung (vgl. Kapitel 2.4.2) verwendet. Um Simulationsfehler durch Abbrüche oder Extrapolationen zu vermeiden, wird die Anzahl der Berechnungsschritte (Steps) auf die Datenanzahl der Antriebsdaten abgestimmt. Durch die Erhöhung der Anzahl der Berechnungsschritte um den Faktor 10 und 100 konnten in Vergleichssimulationen die Ergebnisse in ihrer Plausibilität und Vollständigkeit nachgewiesen werden.

In der Abbildung 3.5 sind die Ergebnisse der dynamischen Kenngrößen aus der MKS mit (mR) und ohne Reibungseinfluss (oR) jeweils für die Kreuzkopfverschiebung (KK-s), -geschwindigkeit (KK-v) und -beschleunigung (KK-a) gegenübergestellt. Des Weiteren wird der Einfluss der Massenträgheit auf die Radialkräfte (F_R) an den Gelenken A-D sowie der Schließkraft (F_S) während der Schließphase dargestellt. Die Schließkraftaufbauphase ist in grau hervorgehoben, um die dynamische Phase von der Schließkraftaufbauphase optisch zu unterscheiden.

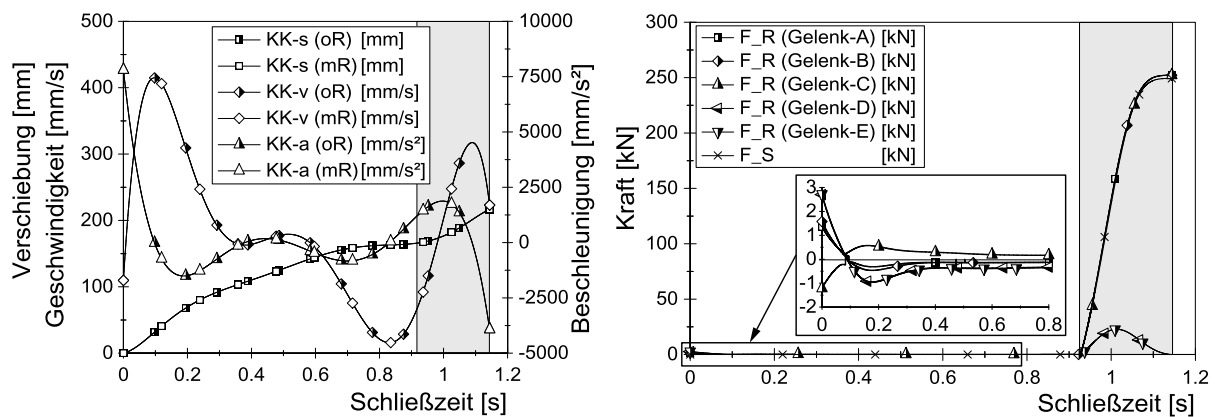


Abbildung 3.5: Vergleich der dynamischen Kenngrößen am Kreuzkopf mit und ohne Reibung sowie Darstellung der Massenträgheitseffekte auf den Verlauf der Radialkräfte und der Schließkraft

Zu Beginn des Schließprozesses ist im ersten Simulationsschritt eine Kreuzkopfbeschleunigung mit dem Wert Null zu erwarten. Nachdem das Werkzeug geschlossen und die maximale Schließkraft erreicht ist (Ende des Schließprozesses), befinden sich der Kreuzkopf und somit auch die bewegliche Werkzeugaufspannplatte der jeweiligen Endlage. Demzufolge sollen die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen den Wert Null aufweisen. Im Bereich der Startposition des Kreuzkopfes ist jedoch eine Unstetigkeit im Verlauf der Beschleunigung zu beobachten, welche zu einem Startwert größer Null führt. Dies ist mit der Ableitung 2. Ordnung der approximierten und modifizierten Kreuzkopfverschiebung (Berechnung der Beschleunigung) zu begründen. In den Ergebnissen zum Ende der Simulation (bei maximaler Schließkraft) zeigen die Verläufe der Geschwindigkeit Werte größer Null und die Verläufe der Beschleunigung Werte kleiner Null. Die Ursache hierfür ist ebenfalls mit der Modifikation der Antriebsdaten zur Entwicklung und Implementierung der Antriebsfunktion in die MKS zu begründen (vgl. Kapitel 3.1.1).

Um die Schäden am Spritzgießwerkzeug zu vermeiden, werden die Werkzeughälften schonend geschlossen. Dies zeigen die Kurvenverläufe der Geschwindigkeiten und der Beschleunigungen durch eine abnehmende Verlaufscharakteristik kurz vor dem Beginn der Schließkraftaufbauphase. Die Verschiebung des Kreuzkopfes zeigt einen flachen Verlauf, der während der Phase des Schließkraftaufbaus ansteigt, um die elastische Verformung in kurzer Zeit zu realisieren. Dieses Verhalten korreliert mit der Geschwindigkeitszunahme bis zur maximalen Schließkraft sowie mit der Abnahme der Beschleunigung. Ein Einfluss der Reibung in Bezug auf die dynamischen Kenngrößen sowie auf die Schließkraft ist nicht zu beobachten. Ein vergleichbares Verhalten der Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverläufe wird

in der Auswertung der dynamischen Kenngrößen für die bewegliche Werkzeugaufspannplatte im Anhang (s. Abbildung 9.1) gezeigt.

Die Radialkräfte und die Schließkraft in der Abbildung 3.5 zeigen einen sehr geringen Einfluss der Massenträgheit. Demzufolge sind die auf die Gelenke wirkenden Radialkräfte während der hochdynamischen Phase im Vergleich zur Schließkraftaufbauphase vernachlässigbar gering. Das lässt den Schluss zu, dass die Beträge der Radialkräfte fast ausschließlich durch den Schließkraftaufbau beeinflusst werden. Darüber hinaus zeigen die geringen Radialkräfte in der hochdynamischen Phase große Änderungen im Schwenkwinkelbetrag. Unter Berücksichtigung, dass der Schließkraftaufbau bei kleinen Schwenkwinkeln realisiert wird, stellt die Schließkraftaufbauphase bei der Auslegung und Synthese von Kniehebelmechanismen die kritischere Belastungssituation dar. Zur Berechnung der resultierenden Radialkräfte auf die Bolzgelenke werden die Kraftanteile in x- und y-Richtung nach dem Satz des Pythagoras addiert. Das Vorzeichen der Kraft in x-Richtung gibt Aufschluss über die Wirkrichtung der Radialkraft. Infolge der Radialkraftberechnung ist der Reibungseinfluss auf die Kräfte in x- und y-Richtung nicht mehr erkennbar. Daher werden die weiteren Auswertungen primär für die Untersuchungen ohne Reibungskoeffizienten verglichen. Eine Gegenüberstellung der Radialkräfte und Winkel ist im Anhang (s. Abbildung 9.2) aufgeführt.

3.2.2 Elastische Mehrkörpersimulation

Zur Berücksichtigung der Bauteil- und Systemelastizität in den dynamischen Untersuchungen wird zunächst die EMKS angewendet. Das Simulationsmodell zur MKS bildet die Grundlage für die EMKS. Der Reibungskoeffizient wird aus dem MKS-Modell übernommen ($\mu_{EMKS} = 0,1$). Infolge der Bauteilvernetzung ergibt sich eine hohe Anzahl an Freiheitsgraden. Im Vergleich zur FEM wird mithilfe der EMKS die hohe Freiheitsgradanzahl mit den im Kapitel 2.4.3 beschriebenen mathematischen Verfahren reduziert. Somit bietet die EMKS deutliche Vorteile gegenüber der DFEM in Bezug auf reduzierte Simulationszeiten. Die Reduktion der Freiheitsgrade wird mithilfe der Craig-Bampton-Methode und der Auswahl entsprechender Moden umgesetzt. Infolge der angewendeten Simulationssoftware sind die Einstellungsmöglichkeiten zur Vernetzung der Bauteile begrenzt, sodass für die Untersuchungen Tetraeder-Elemente mit linearer Ansatzfunktion verwendet werden. Der Kontakt zwischen der beweglichen und festen Werkzeugaufspannplatte zur Simulation muss infolge des Elastizitätseinflusses neu definiert werden. Um eine Vergleichbarkeit mit den Simulationsergebnissen der DFEM zu ermöglichen, wird die Federsteifigkeit der EMKS in $c_{EMKS} = c_{DFEM} = 209.000 \text{ N/mm}^2$ geändert. Die Berechnung der Federsteifigkeit wird im Kapitel 3.2.3 erläutert. Durch die Erhöhung der Anzahl der Berechnungsschritte um den Faktor 10 und 100 konnten in Vergleichssimulationen die Ergebnisse in ihrer Plausibilität und Vollständigkeit nachgewiesen werden. Die Ergebnisse der dynamischen Kenngrößen werden mit den Ergebnissen aus der MKS und der DFEM im Kapitel 3.2.4 verglichen. Darüber hinaus werden die Vergleichsspannungen nach v. Mises mit den Ergebnissen der DFEM gegenübergestellt.

3.2.3 Dynamische Finite-Elemente-Methode

Der grundlegende Modellaufbau der Referenz-Kniehebelschließeinheit entspricht in der Strecklage dem Modellaufbau der statischen FEM-Analyse. Die Einstellungen und Beschreibungen zur Diskretisierung der Struktur (Idealisierungen und Vereinfachungen), zur Elementauswahl, zu den Kontaktdefinitionen sowie zu den Randbedingungen (Lagerungen und Symmetrieeigenschaften) können dem Kapitel 3.3 entnommen werden. Aufgrund der hochdynamischen Schließphase wird der Reibungskoeffizient über den gesamten Schließprozess als konstant angenommen und aus dem MKS-Modell übernommen

($\mu_{DFEM} = 0,1$). Zur Analyse mithilfe der DFEM wird die Federsteifigkeit angepasst. Die Federsteifigkeit c_{MKS} ist aufgrund der Messdaten für die Simulation mit Starrkörpern geeignet. Eine DFEM-Simulation mit diesem Steifigkeitswert zeigt, dass die maximale Schließkraft nicht erreicht wird und die Verformungen zu groß sind. Da die Verformung der Schließereinheit im Simulationsmodell der im Kapitel 3.1.2 analytisch bestimmten Verformung entsprechen soll, ist eine Interpolation zur Ermittlung der Steifigkeit für die DFEM-Analysen erforderlich. Daher wird die Steifigkeit c_{MKS} verdoppelt, woraus eine erheblich höhere Schließkraft und geringere Verformungen resultieren. Aus der Interpolation auf Basis der Kraft- und Verformungswerte wird die Steifigkeit für das DFEM-Modell berechnet ($c_{DFEM} = 209.000 \text{ N/mm}$). Im Vergleich zur statischen FEM-Analyse wird für die DFEM-Analyse zur Realisierung der Schließkraft ein dynamischer Belastungsschritt (Step) definiert. Analog zur EMKS wird die Schließkraft durch die Deformation der Feder aufgebaut. Dazu wird der Kreuzkopf translatorisch auf Basis der Antriebsdaten (vgl. Kapitel 3.1.1) verfahren und ein dynamisch impliziter Lösungsalgorithmus (Dynamic-Implicit-Solver) ausgewählt. Die Zeitbasis für den Belastungsschritt der Kreuzkopfverschiebung muss mit den berechneten Antriebsdaten übereinstimmen.

Die Abbildung 3.6 zeigt die Gegenüberstellung der Vergleichsspannungen nach v. Mises für die Simulationen mit (mR) und ohne Reibungskoeffizienten (oR) des Bolzen-A im Kontakt mit der beweglichen Werkzeugaufspannplatte und dem Hebel-1.

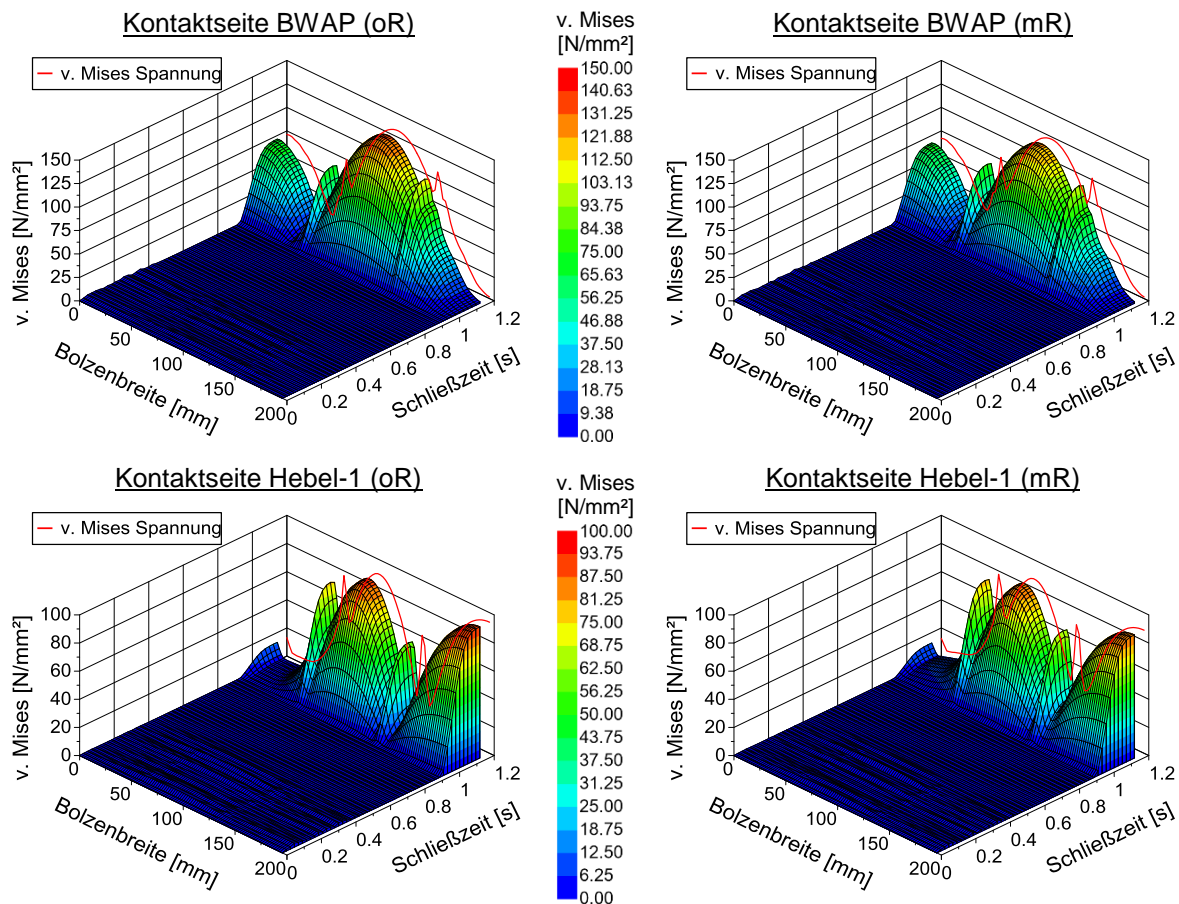


Abbildung 3.6: Gegenüberstellung der Vergleichsspannungen nach v. Mises am Beispiel von Bolzen-A mit und ohne Reibungseinfluss

Die Bolzenmitte weist die höchsten Spannungsbeträge auf. Darüber hinaus sind lokal begrenzte Spannungsgradienten in den Bereichen der Kantenpressung (Bohrungskante auf Bolzenoberfläche) zu beobachten. Die primären Einflüsse auf die Vergleichsspannungen nach v. Mises sind die im Kraftfluss

liegenden Hauptnormalspannung in x-Richtung sowie die aus den Hauptspannungen in z-Richtung resultierenden Biegespannungen. In der Auswertung der Kontaktspannungen in der Abbildung 9.3 werden die höheren Spannungsgradienten in den Bereichen der Kantenpressung deutlich. Diese resultieren aus der Deformation des Bolzens und der Kante an der Lagerbohrung.

Die Abbildung 3.7 zeigt die Verschiebung der festen Werkzeugaufspannplatte (FWAP-s) und die Schließkräfte (F_S) über die Schließzeit. Die Verschiebung der festen Werkzeugaufspannplatte ist äquivalent zu der Verformung der Feder im Simulationsmodell und ermöglicht durch den linearen Zusammenhang zwischen der Federkonstanten und der Verformung die Berechnung der Schließkraft. Im Bildausschnitt (b) ist zu erkennen, dass die Definition eines Reibungskoeffizienten zu einer geringfügig höheren Schließkraft führt. Dieses Verhalten wird durch die Ergebnisse der im Bildausschnitt (a) dargestellten Verschiebung bestätigt und ist durch die Definition des Reibungskoeffizienten zu erklären. Durch den Reibungskoeffizient wirkt die Reibungskraft der tangentialen Bewegung der Kontaktkörper entgegen. Die auftretenden Scherspannungen in den Kontaktflächen erschweren somit die erforderliche Drehbewegung der Bolzen in den Gelenken, sodass daraus eine höhere Verschiebung und durch die Feder eine höhere Schließkraft resultiert.

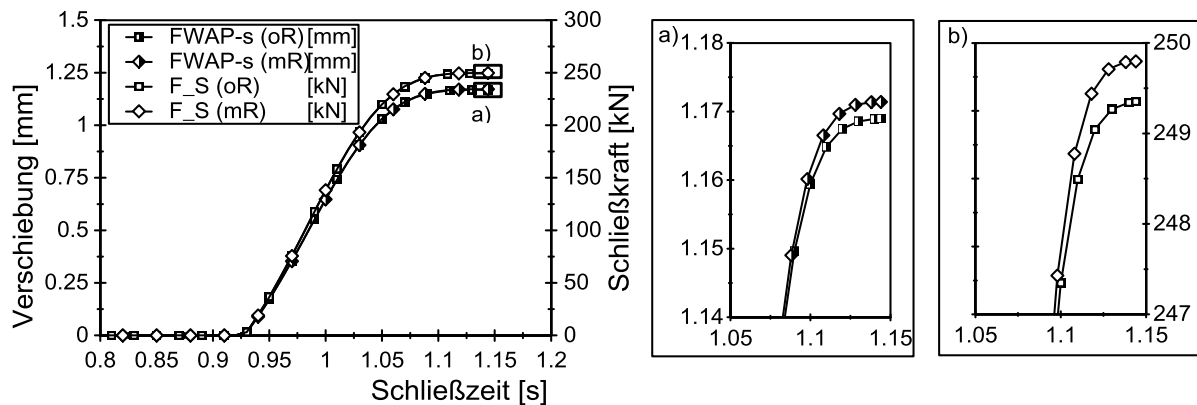


Abbildung 3.7: Einfluss der Reibung auf die Verschiebung (a) und die Schließkraft (b) der festen Werkzeugaufspannplatte in der DFEM-Simulation

3.2.4 Ergebnisvergleich der dynamischen Untersuchungen

Die Auswertung der dynamischen Kenngrößen am Kreuzkopf und an der beweglichen Werkzeugaufspannplatte zeigen keinen Einfluss des Reibungskoeffizienten in der MKS (vgl. Abbildung 3.5 und Abbildung 9.1). Dies wird auch in den Ergebnissen der EMKS und der DFEM deutlich. Um die Einflüsse der unterschiedlichen Simulationsmethoden auf die dynamischen Kenngrößen zu untersuchen, werden die Simulationsergebnisse in der Abbildung 3.8 und in der Abbildung 3.9 ohne den Einfluss des Reibungskoeffizienten gegenübergestellt. Zur Unterscheidung der hochdynamischen Phase und der Schließkraftaufbauphase während des Schließprozesses wird der Bereich des Schließkraftaufbaus ab dem Zeitpunkt des drucklosen Werkzeugkontaktes in grau dargestellt. Analog zu Abbildung 3.5 zeigen die Verläufe der Geschwindigkeiten und der Beschleunigungen aufgrund der modifizierten und in die MKS implementierten Antriebsdaten am Ende der Simulationszeit von Null abweichende Werte an. Die Auswertung der Verschiebungen sowie der Geschwindigkeiten am Kreuzkopf (KK-s, KK-v) und an der beweglichen Werkzeugaufspannplatte (BWAP-s, BWAP-v) in der Abbildung 3.8 zeigen einen nahezu identischen Verlauf. Der Geschwindigkeitsverlauf an der beweglichen Werkzeugaufspannplatte zeigt geringe Abweichungen in der dynamischen Phase des Schließprozesses. Es liegt die Vermutung nahe, dass der Einfluss durch den unterschiedlichen Berechnungsalgorithmus und die Reduktionsverfahren zu

begründen ist. Diese Annahme wird durch die Abweichungen in den Beschleunigungsverläufen des Kreuzkopfes (KK-a) und der beweglichen Werkzeugaufspannplatte (BWAP-a) in der Abbildung 3.9 gestützt.

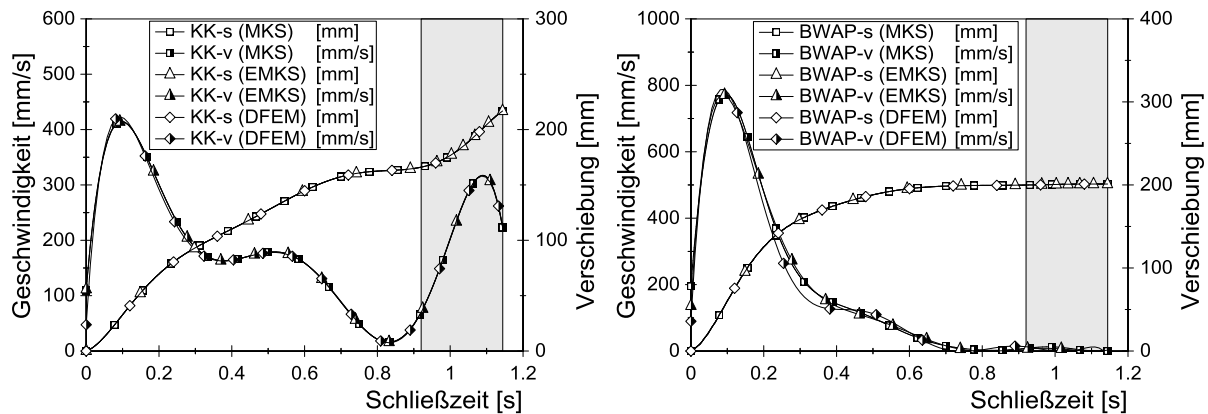


Abbildung 3.8: Vergleich der Geschwindigkeiten und Verschiebungen am Kreuzkopf und der beweglichen Werkzeugaufspannplatte

Weiterhin werden in der Abbildung 3.9 die Verschiebungen der festen Werkzeugaufspannplatte (FWAP-s) und die Schließkräfte (F_S) gegenübergestellt. Dabei wird eine geringere Verschiebung der festen Werkzeugaufspannplatte und somit eine geringere Schließkraft in den Simulationsergebnissen der EMKS deutlich.

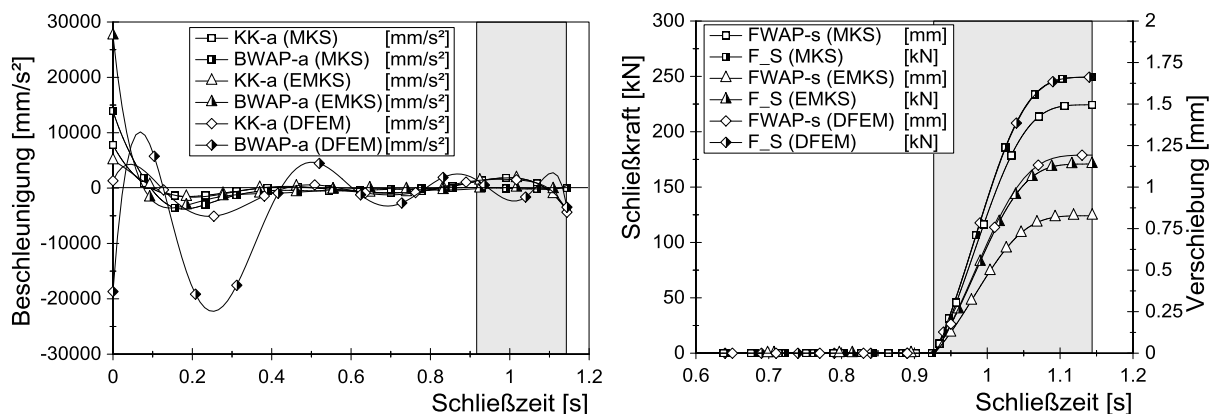


Abbildung 3.9: Vergleich der Beschleunigungen am Kreuzkopf und der beweglichen Werkzeugaufspannplatte sowie der Schließkräfte und den Verschiebungen an der festen Werkzeugaufspannplatte

In der Abbildung 3.10 werden die Vergleichsspannungen nach v. Mises für die EMKS und DFEM gegenübergestellt. Es ist ersichtlich, dass die Beträge der Vergleichsspannungen aus der EMKS deutlich höher sind. Dies zeigt sich besonders in den Strukturbereichen um die Gelenke-A, -B und -C sowie in den Hebeln-1 und -2. In den Simulationsmodellen der EMKS und der DFEM ist die Definition der Federsteifigkeit, des Materials und der Antriebsfunktion identisch. Auch die Verschiebungen des Kreuzkopfes und der beweglichen Werkzeugaufspannplatte stimmen in allen Simulationen nahezu überein (vgl. Abbildung 3.8). Daher sind als Einflussursache die als Starrkörper definierten Gelenkbolzen zu vermuten, da in den Gelenkbolzen des EMKS-Modells keine Spannungen auftreten. Hierdurch wird die Steifigkeit lokal in den Gelenken erhöht. Weitere Einflüsse auf die Beträge und die Verteilung der v. Mises-Spannungen können durch die Kontaktdefinitionen zwischen der beweglichen und der festen Werkzeugaufspannplatte (Schließkraftaufbauphase) und in den Gelenken hervorgerufen werden. Darüber

hinaus sind die Auswahl der Verfahren zur Reduktion der Freiheitsgrade sowie die verwendeten Elementtypen und der Solver als weitere Einflussmöglichkeiten zu nennen. Die Untersuchungsergebnisse in Kapitel 3.3.1 zeigen, dass die Ergebnisse des DFEM-Modells plausibel sind.

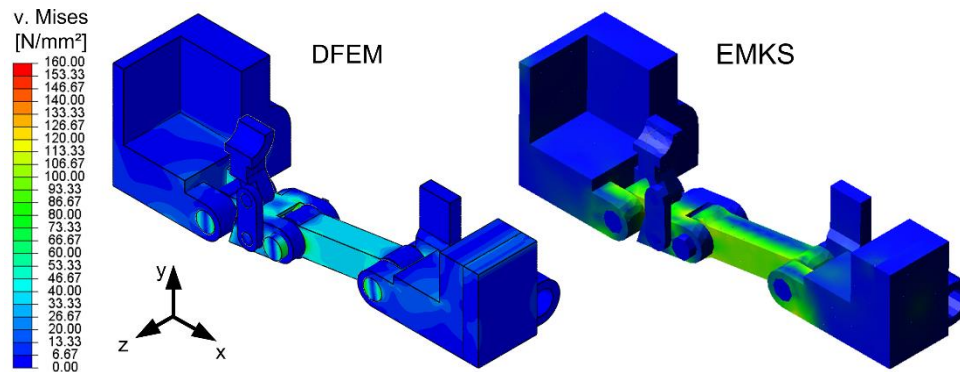


Abbildung 3.10: Gegenüberstellung der Vergleichsspannungen nach v. Mises aus den Analysen der DFEM und der EMKS

Generell zeigt der Vergleich der dynamischen Kenngrößen, dass sowohl die EMKS als auch die DFEM zur Simulation dynamischer Systeme unter Berücksichtigung elastischer Komponenten sehr gut geeignet sind. Abweichungen sind lediglich in den Beschleunigungsverläufen zu erkennen. Auch der Einfluss der EMKS auf die geringere Schließkraft lässt sich durch eine entsprechende Kalibrierung des Modells, die Auswahl des Berechnungsalgorithmus sowie durch die Definition der Gelenkkontakte und damit auch der Gelenktypen kompensieren. Für die weiteren dynamischen Untersuchungen wird die DFEM verwendet. Den langen Simulationszeiten stehen die Informationen in Bezug auf die Kontaktbeanspruchungen gegenüber, welche in der Arbeit im Fokus der Gelenkoptimierung stehen.

3.3 Strukturmechanische Untersuchungen

Die Untersuchungen des strukturmechanischen Verhaltens der Referenz-Kniehebelschließereinheit bilden die Ausgangssituation zur Identifikation von Optimierungspotenzialen im Hinblick auf das Kontaktverhalten zwischen Bolzen und Gelenkaufnahme (Gleitlagerung). Folglich wird die Vergleichbarkeit unterschiedlicher Konstruktionsstrategien und Optimierungsansätze zum Referenz-Modell gewährleistet. Im Kapitel 3.3 werden daher numerische Analysen mithilfe der FEM am Beispiel der Referenz-Kniehebelschließereinheit durchgeführt. Zur Ermittlung der maximalen Strukturbeanspruchung wird im Kapitel 3.3.1 der Kniehebelmechanismus in durchgestreckter Lage bei maximaler Schließkraft simuliert. Im Fokus dieser Untersuchungen stehen die Einflüsse aus den maximalen statischen Belastungen der Schließ- bzw. Zuhaltekräfte auf die Beanspruchungen (Spannungen und Verformungen) der im Hauptkraftfluss liegenden Hebel-1 und -2 sowie der Gelenke-A, -B und -C (vgl. Abbildung 3.4). Eine Untersuchung der Kontaktbeanspruchungen infolge der Belastungen wird im Kapitel 3.3.2 durchgeführt. Die Auswertungen bilden darüber hinaus die Grundlage für die weiteren Untersuchungen zur Auswirkung realitätsnaher Einflussfaktoren auf die Kontaktbereiche im Kapitel 3.3.3.

Die Interpretation der Ergebnisse aus der klassischen MKS und EMKS im Kapitel 3.2.1 und 3.2.2 lassen keine detaillierten Rückschlüsse auf die Kontaktsituation in den Gelenkstellen zu, sodass Analysen auf Basis der DFEM erforderlich sind. Besonders die Verteilung der Kontaktspannung über die Kontaktfläche unter Berücksichtigung lokaler Spannungskonzentrationen wird in der MKS nicht berücksichtigt. Demgegenüber stehen die erheblichen Simulationszeiten der DFEM. Die Beanspruchungen der Kontaktstellen während der dynamischen Schließphase sind im Vergleich zur Phase des Schließkraftaufbaus

vernachlässigbar gering (Kapitel 3.2.3). Daher werden detaillierte Untersuchungen der Kontaktsituationen auf Basis statischer FEM-Analysen im Kapitel 3.3.2 durchgeführt. Das Kapitel 3.3.3 beschreibt die numerischen Analysen unter Berücksichtigung realitätsnaher Einflussfaktoren auf die Kontaktsituation.

3.3.1 Numerische Strukturanalyse

Für die Diskretisierung der Referenz-Kniehebelschließereinheit werden die Konstruktionselemente entfernt, die keinen Einfluss auf die Struktursteifigkeit und somit auf die Strukturbeanspruchungen haben. Des Weiteren werden die zur Montage der Aktorik und Sensorik benötigten Verstrebungen an der hinteren Abstützplatte und der beweglichen Werkzeugaufspannplatte in dem CAD-Modell entfernt. Die Geometrien der im direkten Kraftfluss liegenden Komponenten der Kniehebelstruktur (Hebel-1, -2, Gelenk-A, -B und -C) werden idealisiert, um den Einfluss auf die Simulationsergebnisse zu vermeiden. Darüber hinaus wird die Symmetrie der x-y-Ebene genutzt, um mit einem Halbschnittmodell (unter Berücksichtigung entsprechender Randbedingungen) die Netzdichte zugunsten der Ergebnisqualität zu erhöhen. Der automatische Vernetzungsalgorithmus kann aufgrund der Modellidealisierung ein qualitativ hochwertiges Netz erstellen [Da13, N.N.13a], sodass die Simulationszeiten reduziert werden können. Darüber hinaus kann die automatische Vernetzung durch den Anwender überwacht und ggf. angepasst werden. Zur numerischen Berechnung der Beanspruchungen des Kniehebelsystems müssen den einzelnen Komponenten die entsprechenden Werkstoffe in der Simulationssoftware zugewiesen werden. Eine Übersicht der Werkstoffzuweisungen und der relevanten Materialkennwerte wird im Anhang (s. Tabelle 9.2) aufgeführt. Die Definition der Materialeigenschaften in der Simulationssoftware wird mit den Grundeinstellungen für isotropes und linear-elastisches Materialverhalten umgesetzt. Als Materialkennwerte werden die E-Moduln und die Querkontraktionszahlen der Werkstoffe definiert.

Der konstruktive Aufbau der 5-Punkt-Doppelkniehebelschließereinheit in der Abbildung 3.1 zeigt, dass der untere Teil der beweglichen Werkzeugaufspannplatte durch die Holme geführt wird und die Struktur damit massiver ausgeführt ist. Die hintere Abstützplatte und der Kniehebelmechanismus sind nahezu symmetrisch aufgebaut. Hieraus wird der Ansatz zur Steigerung der Ergebnisgenauigkeit abgeleitet. Durch ein Viertelschnittmodell kann eine höhere Vernetzungsdichte in den Kontaktbereichen der im Hauptkraftfluss liegenden Gelenke erreicht werden. Die Simulationszeiten können im Vergleich zum Halbschnittmodell reduziert werden. Dazu wird der Einfluss der asymmetrischen Struktur der beweglichen Werkzeugaufspannplatte um die horizontale Schnittebene (x-z-Ebene) auf die Beanspruchungen in den oberen und unteren Hebeln untersucht. Durch die Einführung der horizontalen Schnittebene soll das Halbschnittmodell des Kniehebelmechanismus in ein Viertelschnittmodell konvertiert werden. Die zur Erstellung des Halbschnittmodells notwendigen Randbedingungen, wie z.B. die Lagerungen, Kontakte und Belastungen werden in der Abbildung 3.11 (a) dargestellt. Durch die Definition der Randbedingungen (blaue Flächenfärbung) wird die Anzahl möglicher Freiheitsgrade in einem Simulationsmodell eingeschränkt. Dadurch wird eine für den Gleichungslöser (Solver) zu berechnende mathematische Gleichung des möglichst realitätsnahen physikalischen Modells erstellt. Als Randbedingungen für die Baugruppe des Halbschnittmodells werden die Symmetrieeigenschaften der y-z-Ebene (x-Symmetrie: Verformungen senkrecht zur Schnittebene sind mathematisch gesperrt) ausgenutzt. Die Auflageflächen der Holmverschraubungen an der Rückseite der hinteren Abstützplatte werden mathematisch in alle Achsrichtungen (Translation und Rotation) gesperrt. Durch diese Fixierung in der Simulationsumgebung ist das Modell statisch bestimmt. Dadurch wird die Einspannung durch die Holme im Modell berücksichtigt. Um eine rückwärtige Verschiebung des Kreuzkopfes aus der Endlage durch die maximale Schließkraft zu verhindern, muss der Kreuzkopf in der Simulationsumgebung ebenfalls fixiert werden. Daher wird die Innenfläche des Kreuzkopfes (Spindel-Mutter-System) mathematisch in alle

Achsrichtungen gesperrt. Die Lagerungen in der Holmführung an der beweglichen Werkzeugaufspannplatte ermöglichen eine Translation in z-Richtung und eine Rotation um die z-Achse. In den oberen und unteren Bolzengelenken sind Kontaktbedingungen (rote Flächenfärbung) zwischen den Bolzen und Gelenkbohrungen definiert, welche eine einfache Kontaktdefinition für die Interaktion zwischen zwei Festkörpern für eine numerische Simulation wiedergeben (Tabelle 9.3), ohne zunächst Reibungskoeffizienten zu berücksichtigen. Durch weitere Randbedingungen wird die Werkzeugaufspannplatte mit der beweglichen Werkzeugaufspannplatte analytisch steif verbunden, sodass durch diese Idealisierungen die Verschraubungen der Platten ohne negative Beeinflussung der Simulationszeit berücksichtigt werden. Die Belastung des Kniehebelmechanismus wird als Druckbelastung auf eine rechteckige Fläche (grüne Flächenfärbung) an der Werkzeugaufspannplatte definiert. In der Abbildung 3.11 (b) werden die zur Vernetzung der CAD-Geometrie des Kniehebelmechanismus verwendeten Elementtypen (Hexaeder und Tetraeder) dargestellt. Der Einsatz von Hexaeder-Elementen mit linearer Ansatzfunktion ist bei der Simulation von Kontakten zu bevorzugen [N.N.13a]. Diese Elementtypen zeigen im Vergleich zu Tetraeder-Elementen ein unkritisches Konvergenzverhalten, sodass für die Simulationen Tetraeder-Elemente mit quadratischer Ansatzfunktion ausgewählt werden. Elemente mit quadratischer Ansatzfunktion zeigen im Allgemeinen jedoch deutlich längere Simulationszeiten. [Be97, K112a]

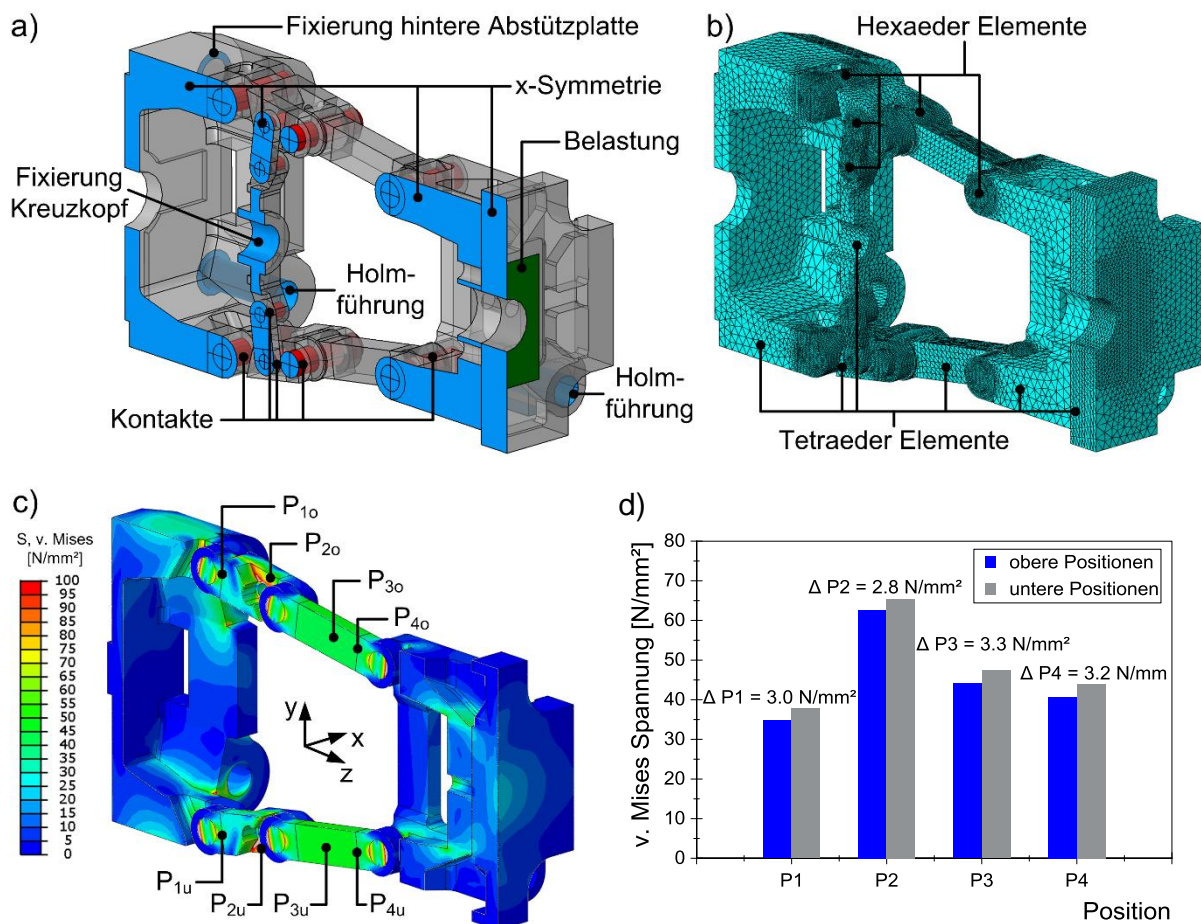


Abbildung 3.11: Randbedingungen, Vernetzung und Ergebnisse der Simulation des Halbschnittmodells

Eine Gegenüberstellung der Beträge und Verteilung der Beanspruchungen in den oberen und unteren Hebeln dient als Grundlage für die Anwendung des Viertelschnittmodells (unterer Teil des Kniehebelmechanismus) in den folgenden Kontaktuntersuchungen. Als Kriterium zur Anwendung des Viertelschnittmodells müssen die Beträge der Beanspruchungen in den unteren Hebeln größer oder gleich den Beanspruchungen in den oberen Hebeln sein, um den ungünstigeren Beanspruchungsfall in den Gelenken für die weiteren Untersuchungen zu berücksichtigen. Der in der Abbildung 3.11 (c) dargestellte

Konturplot der Vergleichsspannungen nach v. Mises zeigt die Positionen zur Auswertung der Beanspruchungen in den Hebeln. Um den Vergleich der Hebelbeanspruchungen zu ermöglichen, werden die Positionen in den oberen (P_{1o} bis P_{4o}) und unteren Hebeln (P_{1u} bis P_{4u}) an den Elementknoten in der Schnittebene (y-z-Symmetrieebene) und um die x-z-Ebene gegenüberliegend definiert. Die Positionen P_{1o} , P_{2o} und P_{4o} (und gegenüberliegend P_{1u} , P_{2u} und P_{4u}) wurden gelenknah ausgewählt, damit der Einfluss von lokal begrenzten und hohen Spannungsgradienten in den Bereichen der Gelenkkontakte vermieden wird. Mithilfe der Punkte P_{3o} bzw. P_{3u} werden die Vergleichsspannungen nach v. Mises im Hebel-1 ermittelt. Durch die einfache Querschnittsgeometrie des Hebels können die zu erwartenden Spannungen analytisch bestimmt und mit den Simulationsergebnissen verglichen werden. Zur Auswertung und als Vergleichskriterien werden die Vergleichsspannungen nach v. Mises und die Verformungen in z-Richtung verwendet. In dem Balkendiagramm in der Abbildung 3.11 (d) werden die Vergleichsspannungen nach v. Mises über die ausgewählten Positionen (Elementknoten im oberen und unteren Kniehebel) sowie deren Abweichung dargestellt. Die Auswertung der Vergleichsspannungen nach v. Mises zeigt, dass die Positionen in den unteren Hebeln höhere Spannungen von max. $3,3 \text{ N/mm}^2$ an der Position P_{3u} aufweisen. Im Anhang dieser Arbeit (s. Abbildung 9.4) wird die Auswertung der Verformungen in z-Richtung dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass die Verformungen in den unteren Hebeln geringer sind als in den oberen Hebeln. Die höheren Spannungen und geringeren Verformungen in den unteren Hebeln lassen darauf schließen, dass die Steifigkeit in den unteren Hebeln höher ist. Daher wird für die Kontaktanalysen das Viertelschnittmodell verwendet.

Durch eine schrittweise Verringerung der Elementgröße wird deren Einfluss auf die Strukturbeanspruchungen und somit die Konvergenz der Simulationsergebnisse geprüft. Primär werden die Änderungen in den Beträgen der Vergleichsspannungen nach v. Mises und die Verformungen in z-Richtung an den definierten Positionen P_1 bis P_4 im Simulationsmodell als Auswertekriterien herangezogen. Dazu werden die Elementknoten an der Bauteiloberfläche in den gelenknahen Bereichen ausgewählt und im Konturplot der Abbildung 3.12 dargestellt.

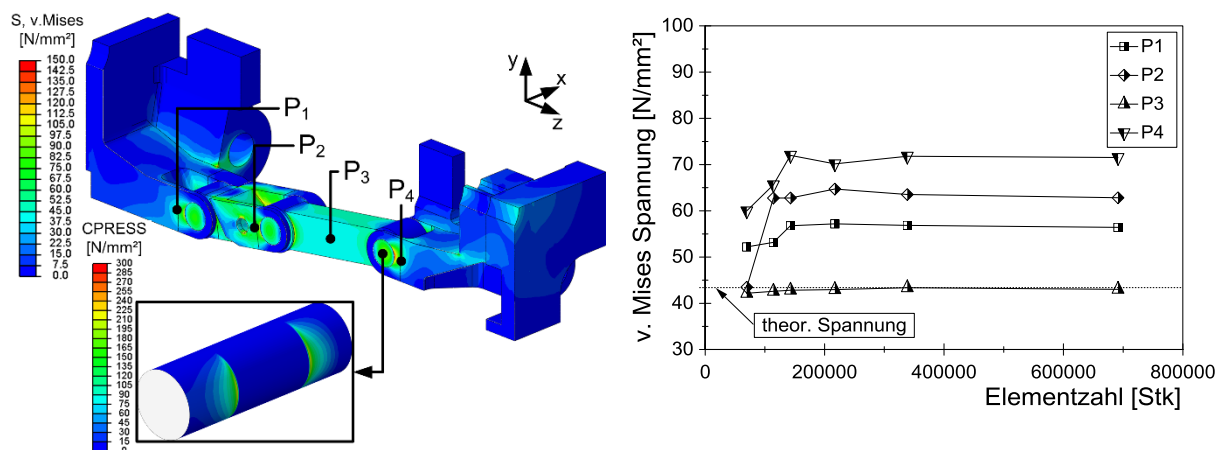


Abbildung 3.12: Auswertung des Einflusses der Elementgröße auf die Vergleichsspannungen nach v. Mises

Die Gegenüberstellung der Vergleichsspannungen und der Anzahl der Elemente im Diagramm der Abbildung 3.12 zeigt, dass ab einer Anzahl von ca. 338.500 Elementen die Simulationsergebnisse an den Positionen konvergieren. Zur Überprüfung der Ergebnisplausibilität wurde die Spannung im Hebel-1 (theor. Spannung) unter Berücksichtigung des Querschnitts, der max. Schließkraft und des Kraftwinkels analytisch berechnet. Die Spannung zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit den Simulationsergebnissen an der Position P_3 . Eine Auswertung der Verformungen in z-Richtung an den Positionen kann dem Anhang entnommen werden (vgl. Abbildung 9.5).

3.3.2 Numerische Kontaktanalyse

Die Kenntnis über das strukturelle Verhalten der Kontaktbereiche zwischen den Bolzen und Gelenkbohrungen der Referenz-Kniehebelschließereinheit bildet die Grundlage für das Ableiten von Optimierungsansätzen zur Reduzierung der Gelenkbeanspruchungen. Das beinhaltet auch die Untersuchungen zur Optimierung der Bolzengeometrie. Beispielsweise kann die Bolzengeometrie durch einfache fertigungstechnische Maßnahmen den Beanspruchungen angepasst werden, ohne die Lagersituation durch die Gelenkbohrungen zu verändern. Somit liegt der Fokus der Auswertungen dieser numerischen Kontaktanalysen auf den Bolzenbeanspruchungen. In diesem Kapitel werden zur Beschreibung der Kontaktsituation zwei Ansätze in den Simulationen umgesetzt. Zum einen werden durch die Kontaktanalysen am Viertelschnittmodell die Beanspruchungen an den in Hauptkraftflussrichtung liegenden Gelenkbolzen analysiert, ohne zunächst praxisnahe Bedingungen zu berücksichtigen. Zum anderen werden realitätsnahe Einflüsse auf die Kontaktsituation identifiziert und in das Simulationsmodell implementiert.

Zur Identifikation des höchstbeanspruchten Gelenks werden die bei Strecklage des Kniehebels und damit die unter maximaler Schließkraft im direkten Kraftfluss liegenden Gelenke-A, -B und -C (vgl. Abbildung 3.4) im zuvor beschriebenen Viertelschnittmodell untersucht. Das Konvergenzverhalten wurde durch die vorherigen Simulationen nachgewiesen, sodass in den folgenden Analysen die Verformungen und die Kontaktspannungen der drei Gelenkbolzen untersucht und gegenübergestellt werden. Da bei Kontaktanalysen die Netzdichte und damit verbunden die Elementgröße im Kontaktbereich einen Einfluss auf die Ergebnisqualität hat, wird durch die Auswertung der Simulationsergebnisse an den drei Gelenkstellen der Gelenkbereich mit den höchsten Beanspruchungen ermittelt. Für diese Kontaktsimulationen werden zunächst die Kontaktdefinitionen (nach Tabelle 9.3) und Einstellungen zur Vernetzung aus dem Viertelschnittmodell übernommen (2 mm Elementgröße in den Gelenken). Auf den Ergebnissen basierend, wird der Gelenkbereich freigeschnitten. Dadurch wird die Entwicklung eines reduzierten Gelenkmodells zur Simulation ermöglicht. In diesem Modell werden ausschließlich die im Kontakt stehenden Gelenkkomponenten berücksichtigt, um kleine Elementgrößen bzw. eine hohe Netzdichte in den Kontaktzonen zu realisieren und um somit die Simulationszeiten zu verringern. Abschließend werden potenzielle Einflüsse aus dem realen Einsatz der Referenz-Kniehebelschließereinheit identifiziert und in einem Untersuchungsraum zusammengefasst. Dadurch sollen die Auswirkungen dieser Einflussfaktoren auf die Kontaktsituation sowie deren Korrelation zueinander beschrieben werden.

Zur Auswertung der jeweiligen Verformungen in den Gelenken-A, -B und -C werden in Bezug auf das kartesische Koordinatensystem des Simulationsmodells zunächst die resultierenden Gesamtverformungen jedes Gelenks vektoriell in die Hauptnormalrichtungen (x-, y- und z-Richtung) zerlegt. Durch die konstruktive Ausführung des Kniehebelmechanismus (vgl. Abbildung 3.2) wird der Winkel α zwischen dem Hebel-1 bzw. Hebel-2 und der horizontalen Achse bei der Überführung von der Decklage (geöffnetes Werkzeug) in die Strecklage (geschlossenes Werkzeug) größer. Die Richtung des aus der Schließkraft resultierenden Kraftvektors macht deutlich, dass die Gesamtverformung primär durch den Verformungsbetrag in z-Richtung und durch den geringeren Betrag der Verformung in y-Richtung (unter Berücksichtigung des Winkels α) beeinflusst wird. Eine Verformung in x-Richtung kann aufgrund der orthogonalen Hauptnormalrichtung dieser Komponente zum Kraftvektor und der sich daraus ergebenden geringen Verformung vernachlässigt werden. Demzufolge berücksichtigt die Auswertung der aus den Hauptnormalrichtungen resultierenden Gesamtverformung die realitätsnahen Verformungen.

In der Abbildung 3.13 werden die Verläufe der Gesamtverformungen der Gelenkbolzen-A, -B und -C über die Bolzenbreite von $B_{A,B,C} = 195 \text{ mm}$ dargestellt. Zur Auswertung werden die Elementknoten an den Bolzenoberflächen in den Kontaktbereichen zwischen Bolzen und Bohrungen ausgewählt. Für die Durchbiegung des Bolzens in den Gelenken-A, -B und -C ergeben sich vergleichbare charakteristische

Verläufe, welche aufgrund der konstruktionsbedingten Lagerung der Bolzen durch die Hebel und Gelenkbohrungen zu begründen sind. Durch den Kraftfluss zeigt der Bolzen-A im Vergleich zu den Bolzen-B und -C einen gegenläufigen Verformungsverlauf. Da infolge der Belastung durch die Schließkraft die im Kraftfluss liegenden Kniehebelkomponenten linear-elastisch verformt werden, addieren sich die Verformungen in den y- und z-Hauptnormalrichtungen dieser Komponenten. Daraus resultiert eine zusätzliche Verschiebung der Bolzen-A, -B und -C in Richtung des wirkenden Kraftvektors. Um ausschließlich die Verformungen der Bolzen vergleichen zu können, werden zum einen diese Verschiebungsbeträge subtrahiert und zum anderen die Verformungsverläufe auf einen gemeinsamen Ursprung bezogen. In der Konstruktion des Kniehebelmechanismus werden die Hebel paarweise angeordnet (vgl. Abbildung 3.1), sodass sich aus dieser konstruktiven Anbindung der Hebel an die Gelenke die Lagersituation der Bolzen ableitet. Am Beispiel der Anbindung von Hebel-1 an die bewegliche Werkzeugaufspannplatte und der damit verbundenen Lagerung des Bolzen-A resultiert infolge der Richtung des Kraftvektors das Minimum in dem Kontaktbereich zwischen Bolzen und Hebel-1. Die Beträge der Verformungen werden in Richtung der äußeren Bolzenkanten größer, was insbesondere im Verformungsverlauf von Bolzen-A zu beobachten und durch die höhere Belastung infolge des Kraftvektors zu begründen ist. In der Symmetrieebene (y-z-Ebene) sind die Verformungen geringer. Am Beispiel von Bolzen-A und -C ist der Verlauf durch die größere Lagerbreite in der Mitte der beweglichen Werkzeugaufspannplatte und der hinteren Abstützplatte zu begründen. Die Verbindung von Hebel-2 zu Hebel-3 führt zu einer asymmetrischen Anbindung an den Kreuzkopf und somit zu einer asymmetrischen Lagerung von Hebel-2, sodass ein zusätzliches Kippmoment um die x-Achse auf den Bolzen-B wirkt und eine geringere Verschiebung in der Symmetrieebene verursacht. Zudem wirkt auf die inneren Kanten der Gelenkbohrungen ein abstützender Effekt, der im Verlauf der Gesamtverformungen zu erkennen ist. Der Abstützeffekt ist ebenfalls durch die Lagersituationen der Bolzen zu begründen.

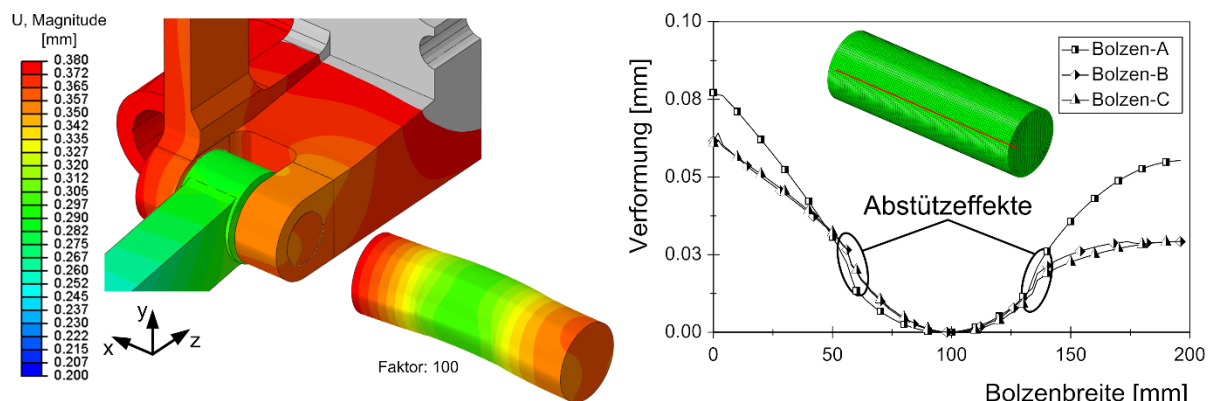


Abbildung 3.13: Auswertung der Gesamtverformungen der Gelenke

Der Längsschnitt durch das Gelenk-A (x-z-Ebene) ermöglicht in der Abbildung 3.14 die Darstellung der Vergleichsspannungen nach v. Mises im Inneren des Bolzen-A als Konturplot. Die infolge des Kraftflusses und der Lagersituation an den inneren Kanten der Gelenkbohrungen auftretenden Abstützeffekte führen zu den maximalen v. Mises-Spannungen in den Kontaktbereichen unterhalb der Bolzenoberfläche. Dabei führt die größere Lagerbreite in der Mitte der beweglichen Werkzeugaufspannplatte zu einer asymmetrischen Spannungsverteilung im Bolzeninneren. Die maximalen Vergleichsspannungen und deren asymmetrische Verteilung werden in den Schnittdarstellungen (A-A und B-B) bestätigt.

An der Bolzenoberfläche zeigen die v. Mises-Spannungen im Kontaktbereich zwischen der Bolzenoberfläche und dem Hebel-1 in der x-y-Ebene ähnlich hohe Werte, während die v. Mises-Spannungen in der y-x-Ebene deutlich geringere Beträge zeigen. Das Maximum (y-x-Ebene) der Vergleichsspannungen

liegt dabei in der y-z-Ebene im Bereich der Symmetrierandbedingung des Simulationsmodells. Die maximalen Gradienten der Vergleichsspannungen an der Bolzenoberfläche treten somit in den Kontaktbereichen zwischen den Kanten am Hebel-1 bzw. an der beweglichen Werkzeugaufspannplatte auf.

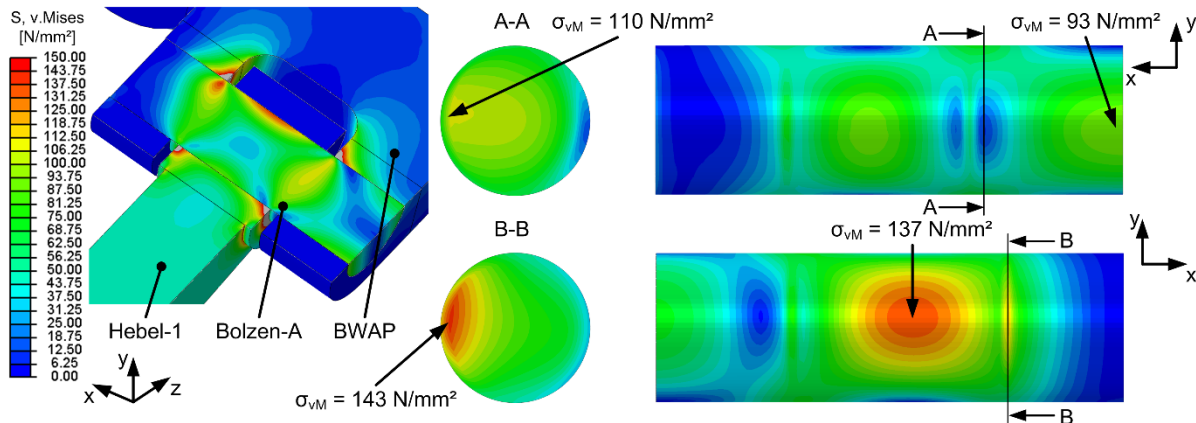


Abbildung 3.14: Auswertung der Vergleichsspannungen nach v. Mises am Gelenke-A

Unter Berücksichtigung der Lagersituation und des Kraftflusses ergeben sich für die Bolzen-B und -C ähnliche Verteilungen der Vergleichsspannungen nach v. Mises in der y-x-Ebene und x-y-Ebene. Die Auswertung ist im Anhang in der Abbildung 9.6 und Abbildung 9.7 dargestellt. In der Abbildung 3.15 werden die Verläufe der Vergleichsspannungen nach v. Mises an den Elementknoten entlang der Bolzenbreite dargestellt. Dabei wurde für Bolzen-A die x-y-Ebene und für die Bolzen-B und -C die y-x-Ebene ausgewertet. Das Diagramm zeigt, dass im Vergleich zu Bolzen-B und -C, die maximalen v. Mises-Spannungen am Bolzen-A am größten sind. Die maximalen Spannungsgradienten liegen im Bereich der Kontaktfläche zwischen den in der Kraftflussrichtung liegenden Hebeln und Bolzen und sind primär durch den Anteil der Biegespannungen (x-Richtung) in der Vergleichsspannung nach v. Mises zu begründen. Unter Berücksichtigung der Verformungen (Abbildung 3.13) ist zu erkennen, dass der Bolzen-A somit den höchsten Beanspruchungen unterliegt.

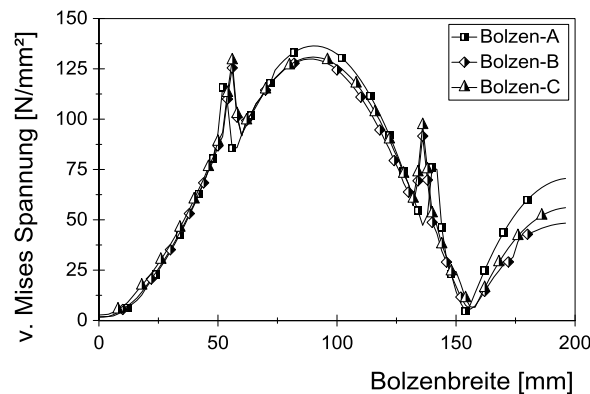


Abbildung 3.15: Verläufe der maximalen Vergleichsspannungen nach v. Mises über die Bolzenbreite

Die Auswertung der Schubspannungen ermöglicht Rückschlüsse auf die Scherbelastungen der Bolzen. Da der Kraftverlauf durch die Hebel, die bewegliche Werkzeugaufspannplatte und durch die hintere Abstützplatte in einem bestimmten Winkel auf die Gelenkstellen wirkt, treten die Schubspannungen sowohl in y- als auch in z-Richtung auf. Die vektorielle Zerlegung der Kraft in y- und z-Komponenten zeigt, dass die Hauptbelastungen in z-Richtung auftreten. In der Abbildung 3.16 werden demzufolge die minimalen und maximalen Schubspannungen τ_{xz} in z-Richtung ausgewertet. Dabei zeigen die Pfeilrichtungen der Schnittdarstellungen in die Richtung der Symmetrierandbedingungen des Simulationsmodells. Wie bereits in der Auswertung zu den Vergleichsspannungen nach v. Mises zu erkennen, treten

die minimalen und maximalen Schubspannungen im Inneren der Bolzen auf. Am Beispiel von Gelenk-A treten unter Berücksichtigung der breiteren Lagerabmessungen und der Kraftflussrichtung die positiven Schubspannungen im Kontaktbereich zwischen der Kante der Gelenkbohrung im Hebel-1 und dem Bolzen-A auf (Schnitt A-A). Die Bolzen-B und -C zeigen in diesen Bereichen die minimalen Schubspannungen. Dabei zeigen die qualitativen Spannungsverteilungen in den Gelenkbolzen vergleichbare Charakteristiken, wobei Bolzen-A die maximalen Schubspannungsbeträge aufweist. Da die maximalen Schubspannungen unterhalb der Bolzenoberfläche auftreten, zeigen die Ergebnisse eine entsprechende Übereinstimmung mit der Kontakttheorie nach Hertz. Unter gleichmäßiger Belastung zwischen Zylinder und Ebene ($R \rightarrow \infty$) treten die maximalen Schubspannungen bei einem Linienkontakt unterhalb der Oberfläche der Kontaktkörper auf. Darüber hinaus wurde die Plausibilität der Simulationsergebnisse auf Basis der Konvergenzuntersuchungen nachgewiesen.

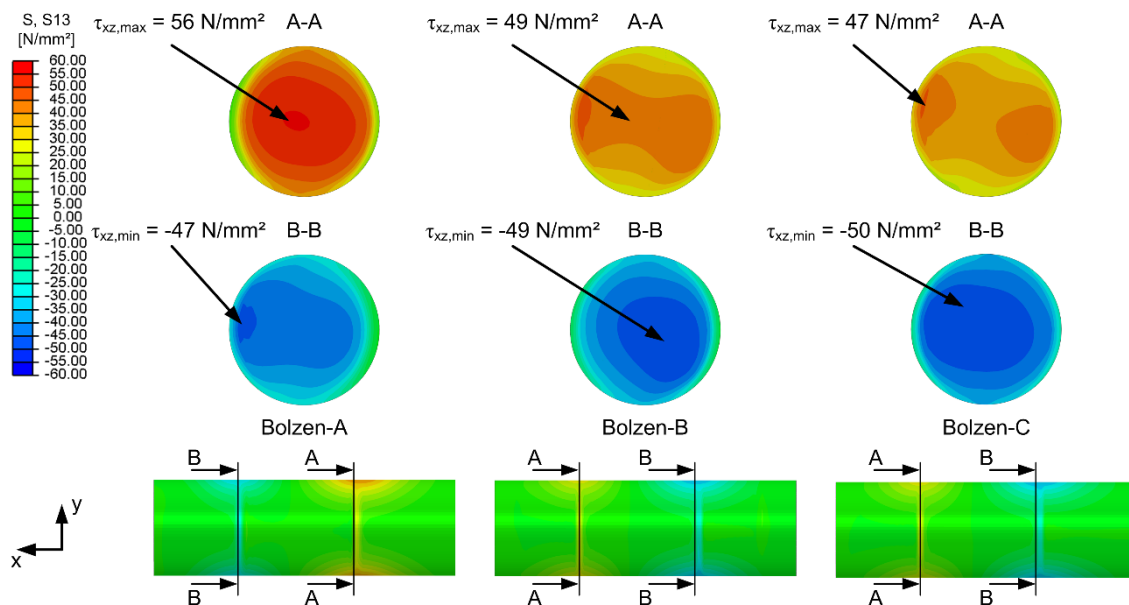


Abbildung 3.16: Auswertung der Schubspannungen in x-z-Richtung an den Gelenkbolzen

Die Kontaktspannung wird aus der Reaktionskraft zwischen zwei Kontaktkörpern in Bezug auf ihre Kontaktfläche berechnet und wirkt entlang der Flächennormale. Demnach kann der Kontaktdruck ausschließlich auf der Oberfläche der Kontaktkörper dargestellt werden. Um eine Vergleichbarkeit in der Verlaufsscharakteristik der Kontaktspannungen an der Bolzenoberfläche zu gewährleisten, werden die Kontaktspannungen daher in Abhängigkeit der in Kontakt stehenden Körper ausgewertet. Die Grundlage bildet dabei die Lagersituation der Bolzen, sodass in der Abbildung 3.17 zunächst die Kontaktsituation zwischen den Bolzen und den äußeren Lagerung ausgewertet wird. Weiterhin ist der Einfluss der Kantenpressung auf die Kontaktspannungen infolge der Lagersituation und der Kraftflussrichtung zu erkennen. Dabei zeigen die Kontaktspannungen am Bolzen-A den höchsten Spannungsgradienten.

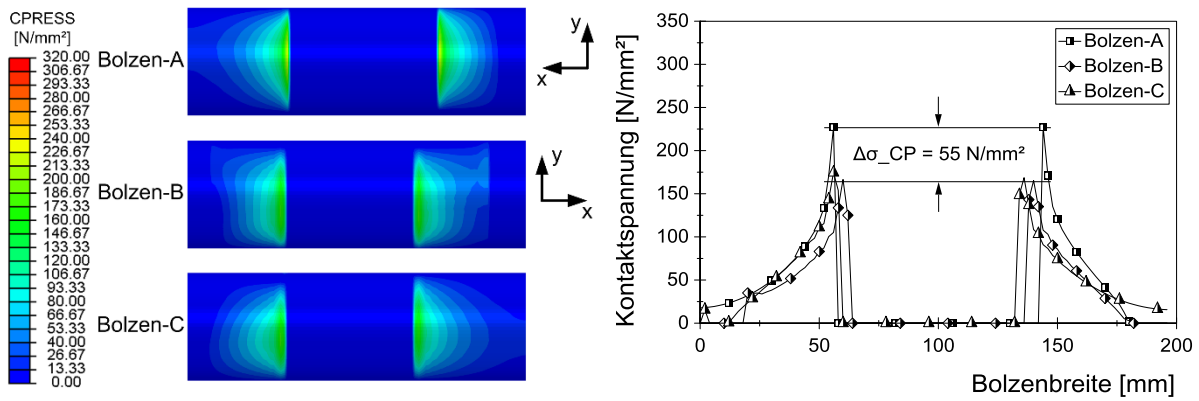


Abbildung 3.17: Auswertung der Kontaktspannungen über die Bolzenbreite in der y-x-Ebene

Die Abbildung 3.18 zeigt die Auswertung für die Kontaktsituation zwischen den Bolzen und den zentral auf die Bolzen wirkenden Hebel in der Kraftflussrichtung. Unter Berücksichtigung der Lagersituation ergibt sich auf den Bolzenoberflächen einseitig ein höherer Spannungsgradient, was durch den asymmetrischen Kraftfluss infolge der Kniehebelanbindung an den Kreuzkopf und durch die Lagerbreite zu begründen ist. Wie auch in der y-x-Ebene erreichen die Kontaktspannungen in den Bereichen der Kantenpressung die maximalen Beträge. Die Spannungsverläufe der Bolzen-A, -B und -C zeigen ansonsten keine signifikanten Unterschiede, sodass näherungsweise gleichwertige Kontaktspannungsverläufe entstehen.

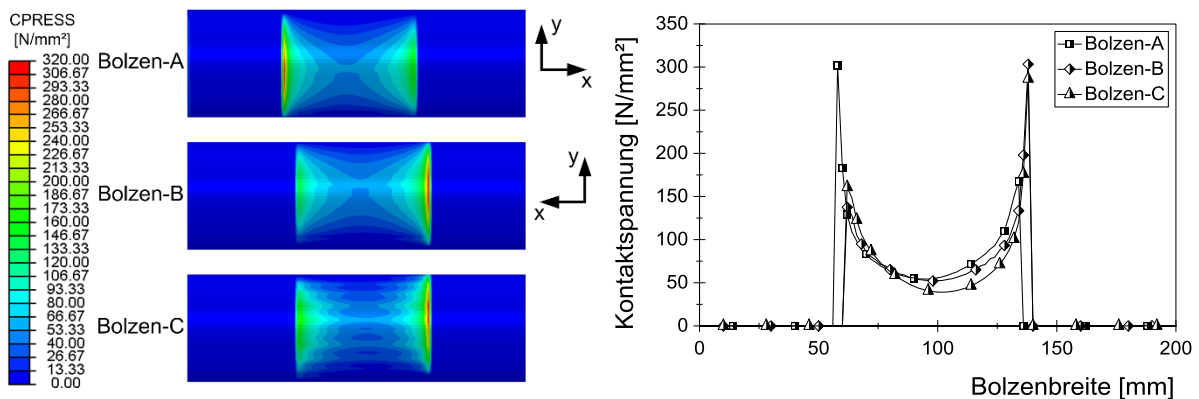


Abbildung 3.18: Auswertung der Kontaktspannungen über die Bolzenbreite in der x-y-Ebene

3.3.3 Numerische Analyse der Einflussfaktoren

Als potenzielle und primäre Einflüsse aus dem realen Einsatz der Kniehebelschließereinheit wurden die Fertigungstoleranzen der Gelenkbolzen und Gelenkbohrungen (Gleitlagerbuchse) sowie die Reibungskoeffizienten identifiziert. Aus den Konstruktionsunterlagen werden die Toleranzangaben der Gelenkbolzen und -bohrungen entnommen, um die Höchst- und Mindestspielpassungen zu berechnen. Die Bestimmung von Reibungskoeffizienten unter realen Einsatzbedingungen der Kniehebelschließereinheit war aufgrund der fehlenden Kenntnisse zu den Werkstoffen der Gleitlagerbuchsen und des eingesetzten Schmiermittels nicht möglich. Demzufolge können keine Aussagen zur Interaktion der Kontaktkörper unter Berücksichtigung des Schmiermitteleinflusses und der damit verbundenen Definition der Reibungszustände (Haft-, Grenz-, Misch- oder Flüssigkeitsreibung) abgeleitet werden.

Während der Phase des Schließkraftaufbaus verläuft die Relativgeschwindigkeit der Kontaktpartner gegen Null, sodass zu Beginn des Einspritzvorganges die hohen Radialkräfte quasistatisch auf die Gelenke wirken. Dadurch kann das Schmiermittel aus dem Kontaktbereich gepresst werden, sodass die Annahme eines Festkörperkontaktes für die Simulationen getroffen wird. Um diese Kontaktsituation in den Berührflächen während der Kontaktanalysen zu berücksichtigen, werden die Reibungskoeffizienten für eine Festkörperpaarung ohne Schmiermittel entsprechend der Literatur [WM+09] entnommen und in der Tabelle 3.1 aufgeführt. Dabei wird angenommen, dass ein geringerer Reibungskoeffizient (z.B. in der MKS) zu geringeren Beanspruchungen in den Kontaktbereichen führt und somit der ungünstigste Reibungszustand in den Kontaktsimulationen nach Tabelle 3.1 berücksichtigt wird. Eine experimentelle Absicherung dieser Einflussfaktoren auf die Reibungskoeffizienten war im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich. Um die Auswirkungen auf die Kontaktsituation sowie die Korrelation der Einflussfaktoren zueinander in den Simulationen zu untersuchen, wird ein Untersuchungsraum nach Tabelle 3.1 definiert.

Tabelle 3.1: Einflussfaktoren zur Kontaktdefinition an den Gelenken

Bezeichnung der Analyse	Passung	Reibungskoeffizient
Analyse A_1	$S_o = 0,08$	$\mu_{min} = 0,4$
Analyse A_2	$S_o = 0,08$	$\mu_{max} = 0,7$
Analyse A_3	$S_u = 0,03$	$\mu_{min} = 0,4$
Analyse A_4	$S_u = 0,03$	$\mu_{max} = 0,7$

Es werden zur Berücksichtigung der Reibungskoeffizienten in den Simulationseinstellungen die Koeffizienten für das Tangentialverhalten in der Kontaktfläche (Tabelle 9.3: *tangential behavior*) definiert. Dabei wird die Einstellung *Penalty* hinzugefügt, um Spannungsverluste infolge des elastischen Verhaltens der Kontaktflächen während des Kontaktvorganges zu berücksichtigen [Da13, N.N.13a]. Die Berücksichtigung der Spielpassungen erfolgt durch die Änderungen der Bolzen- und Bohrungsdurchmesser im Viertelschnittmodell, sodass die Gelenkbereiche neu vernetzt und die Kontaktdefinitionen entsprechend überarbeitet werden müssen. Die Auswertung der Beanspruchungen wird somit analog zur Auswertung der Simulationsergebnisse des Viertelschnittmodells durchgeführt.

Die bisherige Auswertung zeigt, dass die Beanspruchungen im Bolzen-A infolge der Lagersituation und der Kraftflussrichtung am höchsten sind. Im weiteren Verlauf werden daher die Einflussfaktoren am Beispiel von Bolzen-A ausgewertet. Die Ergebnisse für Bolzen-B und -C werden im Anhang aufgeführt (vgl. Kapitel 9.1.4). Die Vorgehensweise zur Ermittlung und Visualisierung der ausgewerteten Daten ist analog zu dem bereits im Kapitel 3.3.2 beschriebenen Vorgehen. In der Abbildung 3.19 werden die Verformungen am Bolzen-A für die Analysen zur Untersuchung der Einflussfaktoren gegenübergestellt. Als primärer Einflussfaktor kann das Gelenkspiel identifiziert werden. Die Analysen mit maximalem Spiel (A_1, A_2) zeigen die größten Verformungen. Die Gesamtverformung wird aus den einzelnen Verformungen der Hauptnormalrichtungen berechnet. Infolge des maximalen Gelenkspiels wird der Verformungsbetrag in z-Richtung vergrößert und somit auch die Gesamtverformung. Der Reibungskoeffizient zeigt einen sekundären Einfluss auf die Verformungen. Aus den Analysen A_1 und A_2 sowie A_3 und A_4 ist ersichtlich, dass ein geringer Reibungskoeffizient zu einer größeren Verformung führt. Durch die Definition von Reibungskoeffizienten in der Kontaktsituation wird die Bewegung in tangentialer Richtung zwischen Bolzen und Gelenk verringert (vgl. Kapitel 2.4.1). Demzufolge ist die resultierende tangentialer Bewegung bei geringeren Reibungskoeffizienten größer. Die Tangentialbewegung beeinflusst dadurch die Verformungsanteile in Hauptnormalrichtung. Da die Gesamtverformung aus den ein-

zelenen Verformungen in Hauptnormalrichtung berechnet wird, resultiert somit bei geringeren Reibungskoeffizienten eine größere Gesamtverformung. Darüber hinaus wird durch den geringeren Bolzendurchmesser in den Analysen A_1 und A_2 die Steifigkeit der Gelenke reduziert, sodass eine größere Verformung resultiert. Analog zur Auswertung der Gesamtverformung in Abbildung 3.13 werden auch hier die Abstützeffekte infolge der Lagersituation deutlich. Eine Auswertung für die Bolzen-B und -C wird im Anhang (s. Abbildung 9.8) aufgeführt.

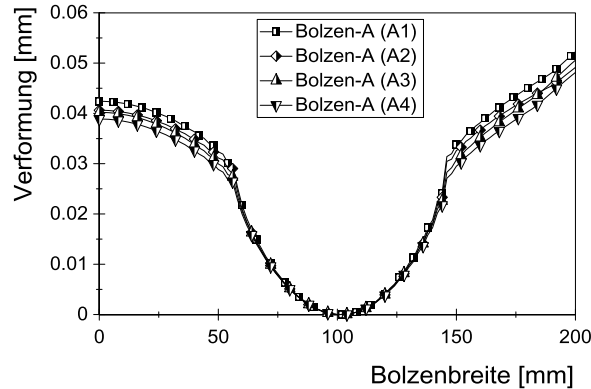


Abbildung 3.19: Auswertung der Einflussfaktoren auf die Gesamtverformungen am Bolzen-A

Bei der Auswertung der Vergleichsspannungen nach v. Mises über die Bolzenbreite in Abbildung 3.20 zeigen die Analysen A_1 und A_2 die höchsten Spannungsverläufe. Analog zu den im Kapitel 3.3.2 ausgewerteten Spannungen treten auch hier hohe Spannungen in der Bolzenmitte und die maximalen Spannungen in den Bereichen der Kantenpressung auf. Demzufolge ist das maximale Gelenkspiel der primäre Einflussfaktor auf die Vergleichsspannungen nach v. Mises. Die Kantenpressung resultiert aus den Abstützeffekten der Lagersituation und beeinflusst dadurch die Spannungsbeträge. Im Vergleich zur Analyse A_1 wurde die Analyse A_2 mit einem größeren Reibungskoeffizienten durchgeführt. In den Bereichen der Kantenpressung zeigt die Analyse A_2 größere und in der Bolzenmitte geringere Spannungen. Analog zeigen die Analysen A_3 und A_4 vergleichbare Spannungsverläufe. Die Auswertungen an den Bolzen-B und -C werden im Anhang (vgl. Abbildung 9.9 und Abbildung 9.10) dargestellt.

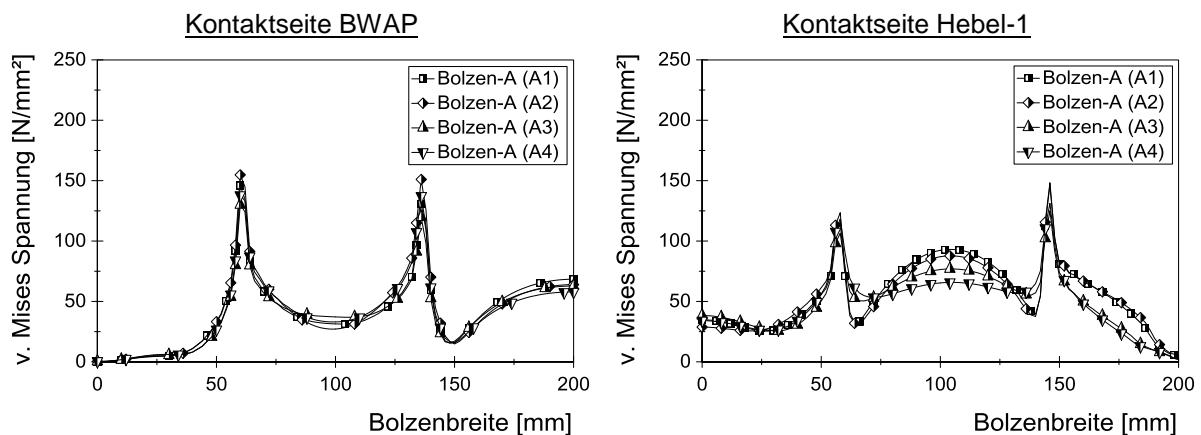


Abbildung 3.20: Auswertung der Einflussfaktoren auf die Vergleichsspannung nach v Mises am Bolzen-A

Die Auswertung der in der Abbildung 3.21 dargestellten Schubspannungen in den Bolzenquerschnitten zeigt ebenfalls, dass die maximale Spielpassung und somit der geringste Bolzendurchmesser den primären Einfluss auf die maximalen und minimalen Beträge der Spannungen haben. Darüber hinaus zeigen im Vergleich die Analysen mit einem höheren Reibungskoeffizienten (A_2 , A_4) ebenfalls höhere

Beträge der maximalen Schubspannungen unterhalb der Bolzenoberfläche in den Bereichen der Kantenpressung. Die minimalen Beträge der Schubspannungen zeigen keine wesentlichen Unterschiede. In der Abbildung 9.11 und Abbildung 9.12 werden die Auswertungen der Schubspannungen für die Bolzen-B und -C gezeigt.

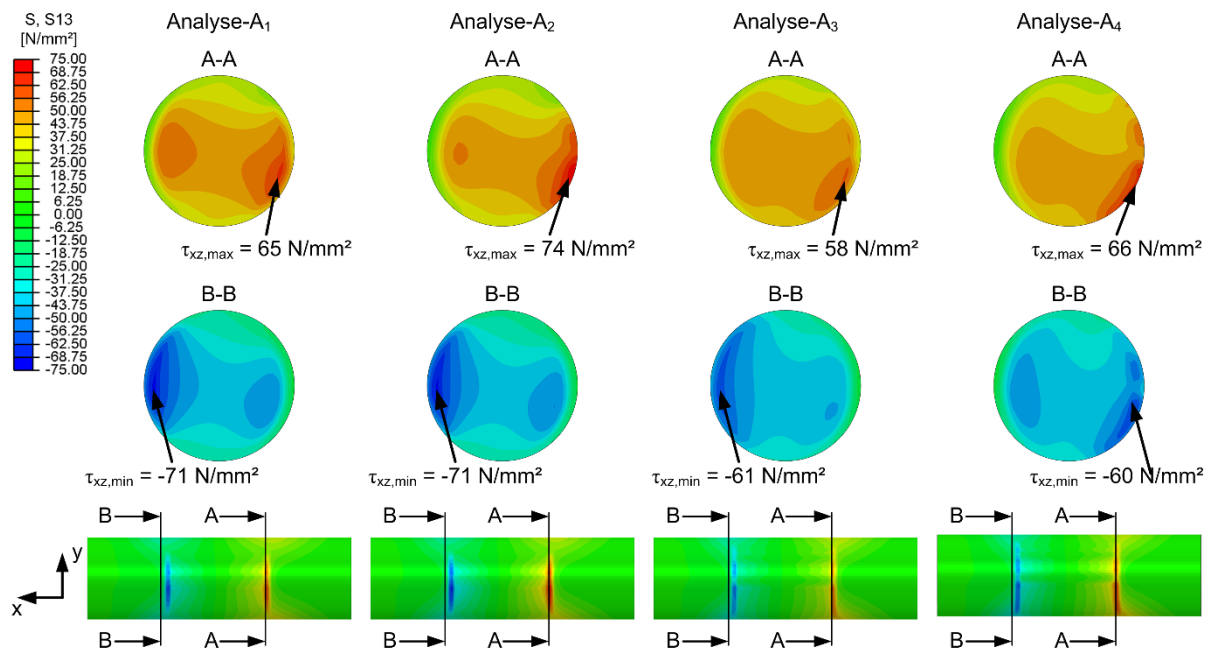


Abbildung 9.21: Auswertung der Einflussfaktoren auf die Schubspannungen in x-z-Richtung am Bolzen-A

Analog zu den Auswertungen der Gesamtverformung, den Vergleichsspannungen nach v. Mises und den Schubspannungen zeigen auch die Kontaktspannungen infolge der maximalen Spielpassung die höchsten Spannungsgradienten in den Bereichen der Kantenpressung. Die Kontaktspannungen werden über die Bolzenbreite in der Abbildung 3.22 dargestellt. Die Abstützeffekte infolge der Lagersituation zwischen dem Bolzen und der Gelenkbohrung führen zu den maximalen Kontaktspannungsgradienten. Für beide Passungen ist der Reibungseinfluss gering und kaum quantifizierbar. Die Ergebnisse für die Bolzen-B und -C werden in der Abbildung 9.13 und der Abbildung 9.14 gegenübergestellt.

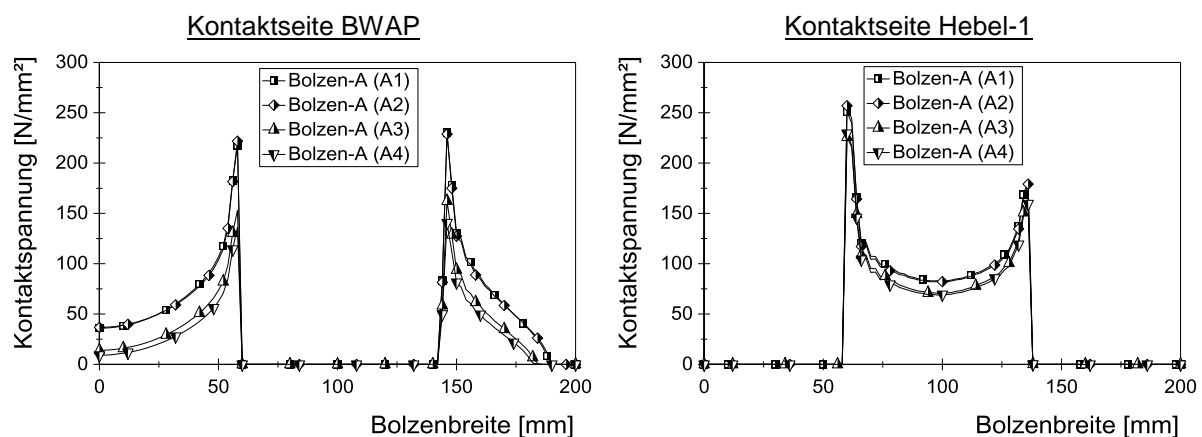


Abbildung 9.22: Auswertung der Einflussfaktoren auf die Kontaktspannungen am Bolzen-A

Die Erhöhung der Schubspannungen bei den Analysen mit maximalen Reibungskoeffizienten folgt aus der Definition der Reibungskoeffizienten im numerischen Simulationsmodell bzw. dem Widerstand in tangentialer Bewegungsrichtung der Kontaktpartner (vgl. Kapitel 2.4.1). Durch die Verhinderung der

tangentialen Bewegungen erhöhen sich somit die Spannungen im Bolzeninneren. Einflüsse auf die Vergleichsspannungen nach v. Mises und die Kontaktspannungen sind erkennbar, im Vergleich zu den geometrischen Einflüssen jedoch von sekundärer Bedeutung.

Entsprechend der hertzschen Theorie für elastische Kontakte im Anwendungsfall Zylinder-Zylinder-Kontakt, haben die unterschiedlichen E-Moduln und die Durchmesser einen Einfluss auf die Kontaktspannungen. In den Simulationen werden die E-Moduln der Bolzen- und Lagermaterialien nicht verändert, sodass der Einfluss auf die Kontaktsituation als konstant angenommen wird. Die Bolzen- und Lagerdurchmesser werden in den Simulationsmodellen variiert. Die Ergebnisse lassen somit den Rückschluss zu, dass die Geometrie der Kontaktkörper als primärer Einflussfaktor beschrieben werden kann. Dies zeigt sich auch in den Verformungen der Bolzen, sodass ein Rückschluss auf die Steifigkeit der Gelenkstellen möglich ist.

Die aus den geometrischen Einflussfaktoren resultierenden Abstützeffekte an den Bohrungskanten führen zu einem lokal begrenzten und im Vergleich zur gesamten Bolzenbreite zu einem erheblichen Anstieg der Beanspruchungen. Dieser Effekt tritt unabhängig von den Bolzen- und Lagerdurchmessern sowie den Reibungskoeffizienten auf. Ausschließlich die Beanspruchungsbeträge werden durch die Einflussfaktoren verändert. Infolge der zyklischen Belastungen an einer realen Kniehebelschließereinheit im Druckschwellbereich ist an diesen lokalen Bereichen ein erhöhter Verschleiß zu erwarten. Verschleißvorgänge basieren auf komplexen Mechanismen und deren Korrelation zueinander und werden im praktischen Einsatz häufig von einer Vielzahl von Einflussfaktoren überlagert (z.B. Temperaturen, Oberflächenhärte, Schmierung, Belastungsarten, etc.), sodass die numerische Beschreibung nur mit einem erheblichen Aufwand zur Modellkalibrierung möglich ist. [Fo10, Ja08, SH+10] Daher werden die im Kapitel 4 beschriebenen Optimierungen mit dem Fokus der Verringerung der Kantenpressung durchgeführt.

3.4 Interpretation der Ergebnisse

Die Untersuchungen im Kapitel 3.2 zeigen, dass zur Ermittlung der dynamischen Kenngrößen grundsätzlich die Simulationsmethoden der MKS, EMKS und der DFEM angewendet werden können. Unter Berücksichtigung der Elastizitäten der Referenz-Kniehebelschließereinheit zeigen die dynamischen Kenngrößen aus der EMKS und der DFEM eine gute Übereinstimmung. Unter Berücksichtigung gleicher Federsteifigkeiten wird jedoch nur mit der DFEM die Schließkraft erreicht, während durch die EMKS eine deutlich geringere Verformungen der Feder und somit ein geringerer Schließkraftaufbau realisiert wird. Demzufolge müssen die Steifigkeiten der Simulationsmodelle kalibriert und verifiziert werden. In den weiteren dynamischen Untersuchungen dieser Arbeit wird daher die DFEM angewendet, um primär Aussagen über die Beanspruchungen in den Kontaktbereichen zwischen Bolzen und Lagerbohrung zu ermitteln.

Die Simulationsergebnisse der Kontaktuntersuchungen aus dem Kapitel 3.3 zeigen, dass infolge der Abstützeffekte an den Kanten der Lagerbohrungen lokal begrenzte und hohe Spannungsgradienten entstehen. Durch die Untersuchungen der Einflussfaktoren (Spielpassungen und Reibungskoeffizienten) werden die Ursachen identifiziert. Es wird deutlich, dass die Spannungen (Vergleichsspannungen nach v. Mises, Kontaktspannungen, Scherspannungen) bei einem maximalen Gelenkspiel am höchsten sind. Daher können die maximale Spielpassung als primäre und die Reibungskoeffizienten als sekundäre Einflussfaktoren bezeichnet werden. Die schematische Darstellung einer Bolzen-Gelenk-Verbindung in der Abbildung 3.23 stellt exemplarisch die konstruktive Lagersituation am Beispiel von Gelenk-A mit der Verbindung zum Hebel-1 und der beweglichen Werkzeugaufspannplatte dar. Der Freischnitt ermöglicht

die prinzipielle Darstellung der Beanspruchungen infolge der als Streckenlast aufgetragenen Belastungen (a). Die resultierenden Querdehnungen (b) zeigen in den Bereichen der Bohrungskanten ein Maximum bzw. Minimum. Der Verlauf des Biegemomentes (c) resultiert aus der Durchbiegung des Bolzens.

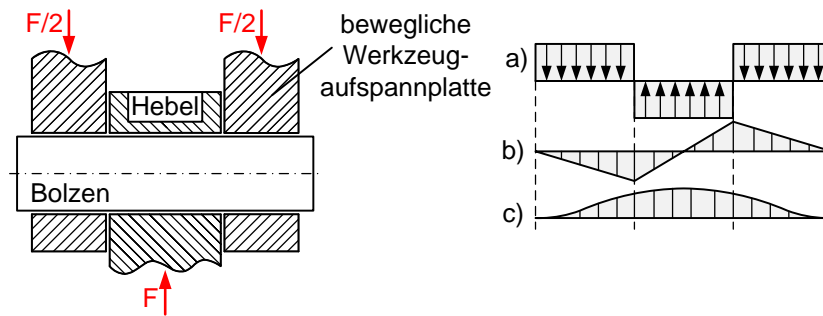


Abbildung 3.23: Schematische Darstellung der Bolzenverbindung sowie der Belastungen und Beanspruchungen am Beispiel von Gelenk-A (nach [WM+09])

Aus den Ergebnissen konnte abgeleitet werden, dass die Beanspruchungen von der Durchmesserreduzierung und der damit verbundenen Steifigkeitsabnahme abhängen. Eine Kombination der hohen Kontaktspannungen und der Relativbewegung zwischen den Bolzen und den Gelenkbohrungen führt zu hohen tribologischen Beanspruchungen. Als Konsequenz werden im weiteren Verlauf dieser Arbeit verschiedene Optimierungsverfahren zur Beanspruchungsreduzierung der Kontaktsituation angewendet.

4. Strategien zur Optimierung hochbeanspruchter Gelenke

In diesem Kapitel werden Strategien und Verfahren zur Optimierung hochbeanspruchter Gelenkgeometrien am Beispiel der im Hauptkraftfluss des Referenz-Kniehebelmechanismus liegenden Gelenke entwickelt und gegenübergestellt. Die primären Optimierungsziele sind die signifikante Reduzierung der Relativbewegungen und Kontaktbeanspruchungen in den Gelenken während der Phase des Schließkraftaufbaus. Während dieser Phase wirken die höchsten Gelenkbelastungen. Dabei dürfen die dynamische Phase und die Phase des Schließkraftaufbaus hinsichtlich der Einsatzfähigkeit und der prozesssicheren Produktion der Spritzgießmaschine nicht beeinträchtigt werden. Zur Integration in die Referenz-Kniehebelschließeinheit müssen die optimierten Gelenkgeometrien an die konstruktive Ausführung angepasst werden.

Durch die Anwendung numerischer Analyseverfahren (FEM und MKS) zur Identifizierung von Optimierungspotenzialen im Kapitel 3 konnte gezeigt werden, dass die Kantenpressung infolge der Lagersituation und der daraus resultierenden Verformung der Bolzen die maximalen Beanspruchungen in den Bolzen verursachen. Daher wird im Kapitel 4.1 die konstruktionssystematische Entwicklung eines Geometriekonzeptes für ein Gelenk mit reduzierter Bolzenbeanspruchung beschrieben. Um das Gelenk den während der Phase des Schließkraftaufbaus wirkenden Belastungen optimal anzupassen, bildet das Geometriekonzept den Entwurfsraum für rechnergestützte Optimierungsverfahren. Die Modellerstellung und die Simulationsergebnisse werden im Kapitel 4.2 aufgeführt. Darauf aufbauend wird im Kapitel 4.2.2 eine fertigungsgerechte Bauteilgeometrie abgeleitet, die den Einsatz in einer Prüfvorrichtung zur praxisnahen Ermittlung der Eigenschaften ermöglicht. Zusammenfassend werden die Ergebnisse der Konzeptentwicklung der Gelenkgeometrie und deren Optimierung im Kapitel 4.4 gegenübergestellt.

4.1 Konstruktionssystematische Entwicklung alternativer Gelenkstrukturen

Während der dynamischen Phase des Schließprozesses der Referenz-Kniehebelschließeinheit resultieren Radialkräfte in den Gelenken infolge der Trägheit durch die bewegten Massen. Die Radialkräfte wirken senkrecht auf die Rotationsachse der Bolzen und variieren in Abhängigkeit des Kraftflusses durch die Hebelstruktur in den Schwenkwinkeln und Kraftbeträgen. In der Phase des Schließkraftaufbaus ist die Bewegungsgeschwindigkeit der Masse infolge der mechanischen Übersetzung des Kniehebelmechanismus deutlich reduziert, sodass die Radialkräfte in den Gelenken aus der Schließkraft und somit aus der Verformung des Kraftrahmens der Referenz-Kniehebelschließeinheit resultieren. Während der dynamischen Phase sind die Radialkraftbeträge im Vergleich zur Phase des Schließkraftaufbaus sehr gering (vgl. Abbildung 1.1), was besonders an den im Hauptkraftfluss des Kniehebelmechanismus liegenden Gelenken-A, -B und -C zu beobachten ist. Darüber hinaus sind während der Phase des Schließkraftaufbaus die Schwenkwinkel sehr gering. Da die Radialkräfte entlang der Hebelstruktur auf die Gelenke wirken und die Kraftbeträge bei maximaler Schließkraft am größten sind, resultieren aus dieser Belastungssituation die die höchsten Beanspruchungen auf die Gelenkbolzen. Dies zeigen auch die numerischen Analysen durch statische und dynamische Simulationen in den Kapiteln 3.2 und 3.3. Der Schwerpunkt bei der Entwicklung konstruktiver Ansätze zur Optimierung der Gelenkstellen lässt sich somit aus den Belastungen während der Phase des Schließkraftaufbaus ableiten:

- Reduzierung der Relativbewegung in den Gelenken
- Reduzierung der Bolzenbeanspruchungen
- konstruktive Integration der Gelenke in das Referenz-Kniehebelsystem

Die Reduzierung der Relativbewegung in den Gelenken kann beispielsweise durch eine nicht-rotationssymmetrische Gelenkgeometrie erreicht werden. Demgegenüber stehen die hochdynamischen Anforderungen während der dynamischen Phase des Schließprozesses, welche aktuell durch den Einsatz rotationssymmetrischer Bolzengelenke optimal erfüllt werden. Bei dem Einsatz von Festkörpergelenken kann theoretisch auf die Verwendung von Bolzengelenken verzichtet werden, da dieser Gelenktyp über kinematische Freiheitsgrade verfügt (vgl. Kapitel 2.3.2). Bewegungen sind infolge von Deformationen im linear-elastischen Bereich des Gelenkwerkstoffes möglich. Somit können Ansätze zur Reduzierung der Bolzen bzw. Gelenkbeanspruchungen abgeleitet werden. Sowohl die Reduzierung der Relativbewegung durch den Einsatz nicht-rotationssymmetrischer Geometrien als auch der Einsatz von Festkörpergelenken müssen die Anforderung zur Integration der Gelenkgeometrie in den Referenz-Kniehebelmechanismus ermöglichen. Im Besonderen müssen dabei die Abstände der Gelenkachsen konstant bleiben, um eine Änderung der nicht-linearen mechanischen Übersetzung und daraus resultierend des dynamischen Verhaltens zu vermeiden.

4.1.1 Klassifizierung von Gelenksystemen

Der systematische Vergleich unterschiedlicher Gelenkausführungen dient als Grundlage für die Optimierung von hochbeanspruchten Schwerlastgelenken in ungleichmäßig übersetzenden Mechanismen. Dabei liegt der Fokus der Optimierung auf der Entwicklung nicht-rotationssymmetrischer Gelenkgeometrien, um im Gegensatz zu den im Referenz-Kniehebelmechanismus verwendeten Bolzengelenken, eine beanspruchungsgerechte und den Schwenkwinkeln angepasste Geometrie abzuleiten. Die in den Kapiteln 2.3.1 und 2.3.2 vorgestellten nicht-rotationssymmetrischen Gelenke aus der Fahrwerkstechnik, den parallelkinematischen Maschinen und den Festkörpergelenken, bilden den aktuellen Stand der Technik und somit die Grundlage für die konzeptionelle Entwicklung einer optimierten Gelenkgeometrie. Aus der Funktionsweise und der Konstruktion des Referenz-Kniehebelmechanismus werden Kriterien definiert, die zum einen die Bewertung und den Vergleich der Gelenkausführungen ermöglichen und zum anderen die Entwicklungsmöglichkeiten der Optimierungsziele nicht zu stark einschränken:

- Übertragung von Druck- und Zugkräften
- Realisierung von Schwenkwinkeln
- Gelenksteifigkeit
- spielfreie Lagerung

Das Übertragen von Druck- und Zugkräften sowie die Realisierung von Schwenkwinkeln sind aus der Funktion der Öffnungs- und Schließbewegung des Kniehebelmechanismus abgeleitet. Die Gelenksteifigkeit wird in dem Referenz-Mechanismus durch die konstruktive Ausführung der Hebel bzw. der Lagersituation an den Platten und durch die Bolzen maßgeblich bestimmt. Daher muss bei der Optimierung die Drucksteifigkeit berücksichtigt werden. Eine spielfreie Lagerung der Gelenke ist anzustreben, da die Voruntersuchungen des Referenzsystems (Untersuchung der Spielpassung im Kapitel 3.3.2) gezeigt haben, dass Gelenkspiel zu höheren Beanspruchungen im Kontaktbereich führen.

In der Tabelle 4.1 werden die Gelenkausführungen aus der Fahrwerkstechnik und den parallelkinematischen Maschinen mit den Festkörpergelenken gegenübergestellt und bewertet. Dabei zeigen sich bei den Festkörpergelenken deutliche Vorteile bei der Übertragung von Kräften, der Steifigkeit und der spielfreien Lagerung. Die im Kapitel 2.3.2 dargestellten Grundlagen und Vorteile von Festkörpergelenken zeigen, dass in Abhängigkeit des verwendeten Werkstoffes und der konstruktiven Ausführung die Steifigkeits- bzw. Nachgiebigkeitseigenschaften an die Belastungssituation angepasst werden können. Daher wird im Rahmen dieser Arbeit eine optimierte Gelenkgeometrie durch den Einsatz nachgiebiger Mechanismen als Festkörpergelenk umgesetzt.

Tabelle 4.1: Bewertung der Gelenkausführungen

Vergleichskriterien	Kugelgelenk (FWT)	Kugelgelenk (PKM)	Kreuzgelenk (PKM)	Kardangelenk (PKM)	Festkörpergelenk
Druck- / Zugkräfte	++ / +	+ / +	+ / +	++ / ++	++ / ++
Schwenkwinkel	-	-	+	+	--
Steifigkeit	+	+	-	+	++
spielfreie Lagerung	+	-	-	-	++

Legende: ++ sehr gut / + gut / - ausreichend / -- gerade noch tragbar

Im Vergleich zu Gelenken mit Kugeln oder Rollen als Übertragungselemente für die kinematischen Aufgaben ist die Realisierung von großen Schwenkwinkeln bei Festkörpergelenken ein Nachteil. Um große Auslenkwinkel zu realisieren, müssen Festkörpergelenke mit anderen Gelenktypen kombiniert werden. Demgegenüber steht, dass der Konstruktionsfreiraum durch die Abmessungen des Referenz-Kniehebelmechanismus sowie durch die Optimierungsziele hinsichtlich reduzierter Relativbewegungen und Gelenkbeanspruchungen stark eingeschränkt ist. Gelenkausführungen mit großen Abmessungen können somit nur schwer mit Festkörpergelenken kombiniert werden.

Unter dem Aspekt der konstruktiven Integration der Gelenke in den bestehenden Kniehebelmechanismus ergibt sich für die Festkörpergelenke die Anforderung der Kombination mit den bestehenden Bolzengelenken. Somit können die dynamischen Anforderungen durch die Bolzengelenke und die strukturellen Anforderungen zum Aufbau der Schließkraft durch die Verwendung von Festkörpergelenken als elastokinematische Gelenke realisiert werden.

4.1.2 Ableitung einer alternativen Gelenkstruktur

Die Gegenüberstellung der unterschiedlichen Gelenkausführungen zeigt, dass durch die Kombination von flexiblen Festkörpergelenken und den bisher verwendeten Bolzengelenken das größte Optimierungspotenzial zu erwarten ist. Das charakteristische kinematische und strukturelle Verhalten der Referenz-Kniehebelschließeinheit während des Schließprozesses kann durch die Wirkmechanismen der elastokinematischen Gelenke beeinflusst werden. Durch das elastokinematische Verhalten unter dem Einfluss der Nachgiebigkeit der Festkörpergelenke können die Bolzengelenke bzw. Gelenkachsen im Raum verschoben werden. Aus den Verformungen resultierend Rückstellkräfte und -momente, welche die Bahnbewegung der Gelenkachsen beeinflussen können (vgl. Abbildung 2.7). Es müssen die Korrelationen der Wirkmechanismen des elastokinematischen Gelenkverhaltens und des Schließkraftaufbaus neu bewertet werden.

Der Schwerpunkt der Konzeptentwicklung basiert auf der Optimierung der im Hauptkraftfluss liegenden Gelenke-A, -B und -C. Um die konstruktive Integration der Gelenke und damit die hochdynamischen Bewegungen und den Schließkraftaufbau zu ermöglichen, dürfen die Abstände der Gelenkachsen nicht variiert werden. Demzufolge wird die Entwurfsfreiheit erheblich begrenzt, sodass zunächst ein Geometrieentwurf bzw. ein Designvorschlag als parametrisches 3D-CAD-Modell entwickelt wird. Numerische Analysen des Geometrieentwurfs ermöglichen den gezielten Einsatz der Optimierungsverfahren, um die Struktur den Beanspruchungen anzupassen. Diese Bereiche können durch manuelle konstruktive Änderungen an eine beanspruchungsgerechte Geometrie angeglichen oder durch Partitionie-

rung der CAD-Geometrie für die Anwendung automatischer Optimierungsalgorithmen vorbereitet werden. Das entwickelte Konzept basiert prinzipiell auf einer Gelenkreihenschaltung von Festkörper- und Bolzengelenk.

Durch zusätzliche Kontaktflächen in den Bereichen der Gelenke-A, -B und -C werden die Schwenkbewegungen der Hebel bei drucklosem Werkzeugkontakt blockiert, sodass die Relativbewegungen zwischen den Bolzen und den Gelenkbohrungen nicht mehr möglich sind. In der Phase des Schließkraftaufbaus wird durch die zusätzlichen Flächen die Schließkraft in die Struktur umgeleitet und die Gesamtfläche der Kontakte vergrößert. Dies führt zu einer Reduzierung der Bolzenbeanspruchungen. Eine Blockierung der Gelenke zu Beginn des Schließkraftaufbaus erfordert jedoch eine elastische Verformung des Festkörpergelenks, um die zum Aufbau der Schließkraft notwendigen Schwenkbewegungen zu realisieren. Demzufolge müssen die Festkörpergelenke eine hohe Nachgiebigkeit in Biegerichtung und eine hohe Steifigkeit in Druckrichtung der Geometrie aufweisen. Es ist im Hinblick auf die Optimierungen zu beachten, dass die konstruktiven Abmessungen am Hebel-2 der Referenz-Kniehebel-schließereinheit gering sind und dadurch der Optimierungsbereich erheblich reduziert wird.

4.2 Rechnergestützte Entwicklung einer alternativen Gelenkstruktur

Die im Kapitel 4.1 abgeleiteten Konzepte sollen den Einsatz von Festkörpergelenken in Kniehebel-schließereinheiten zum elastischen Aufbau der Schließkraft ermöglichen. Hierzu ist eine numerische und experimentelle Untersuchung der Wirkmechanismen erforderlich. Das Ziel dieses Kapitels ist daher die konstruktive Ausführung einer finalen Gelenkstruktur zur Fertigung, um diese in einer im Kapitel 5 beschriebenen Prüfvorrichtung zu untersuchen. Es werden im Kapitel 4.2.1 die durchgeführten Voruntersuchungen zur Topologieoptimierung beschrieben. Das Kapitel 4.2.2 umfasst die Ableitung einer finalen Gelenkstruktur. Die Ergebnisauswertung und -interpretation werden im Kapitel 4.2.3 aufgeführt.

4.2.1 Voruntersuchungen zur Topologieoptimierung

Als Grundlage für die Entwicklung einer als Festkörpergelenk ausgeführten und optimierten Gelenkgeometrie wird das im Kapitel 3.3.1 beschriebene Viertelschnittmodell verwendet. Die dynamischen Untersuchungen im Kapitel 3.2.3 zeigen, dass die Beanspruchungen auf das Bolzengelenk während der hochdynamischen Phase vernachlässigbar gering sind. Daher wird in dem verwendeten Simulationsmodell ausschließlich die Schließkraftaufbauphase ab dem drucklosen Kontakt der Werkzeughälften berücksichtigt. Die prinzipielle Belastungssituation des verwendeten Simulationsmodells entspricht somit der Belastung im DFEM-Modell, sodass die Unterschiede ausschließlich in der Startposition des Kreuzkopfes und somit der beweglichen Werkzeugaufspannplatte bestehen. Entsprechend der Konzeptentwicklung sollen durch zusätzliche Kontaktflächen die Bolzen entlastet werden. Darüber hinaus wird durch die Kontaktflächen und die elastische Gelenkstruktur die Schließkraft elastisch aufgebaut. Ab dem drucklosen Werkzeugkontakt wird der Kreuzkopf verschoben und die Hebel durch eine gezielte Biegung in Strecklage überführt. Die translatorische Verschiebung der beweglichen Werkzeugaufspannplatte ergibt sich somit aus der mechanischen Übersetzung. Im Referenzmodell resultiert in Strecklage des Kniehebelmechanismus ein Winkel zwischen Hebel-1 und -2 von näherungsweise $\alpha_B \leq 180^\circ$ (Kapitel 3.1.2). Da die im Kapitel 3.1.2 ermittelte Federlänge $L_F = 0,854 \text{ mm}$ der Verschiebung der beweglichen Werkzeugaufspannplatte in Strecklage entspricht, wird die Verschiebung als Zielgröße für die Optimierung definiert. Zur Topologieoptimierung wird das im Kapitel 2.5.3 beschriebene Optimierungsverfahren der E-Modul- und Dichte-Relation mit dem mathematischen Ansatz der SIMP-Me-

thode angewendet. Die Volumenreduzierung im Optimierungsbereich und die Dehnungsenergie der Gelenkstruktur werden als Variablen definiert. Aufgrund der höheren Anzahl an Zielgrößen wird der programminterne *sensitivity-based* Algorithmus für die Optimierungen ausgewählt. Aus der hohen Iterationszahl des Algorithmus resultieren jedoch lange Simulationszeiten. Während der Optimierung werden die Variablen in vorgegebenen Bereichen variiert. Die Dehnungsenergie soll durch die Optimierung gegen ein Maximum streben, während das Volumen im Optimierungsbereich um bis zu 30 % reduziert werden soll. Die Gelenkbereiche werden von der Optimierung ausgeschlossen, um einen direkten Einfluss auf die Bolzen zu vermeiden.

In der Abbildung 4.1 wird der Modellaufbau in einer Schnittdarstellung gezeigt. Die Position der beweglichen Werkzeugaufspannplatte bei dem drucklosen Werkzeugkontakt bestimmt die Startposition des Kreuzkopfes. Durch die zusätzlichen Kontaktflächen werden die Gelenkbewegung und damit die Rotation der Bolzen gesperrt, sodass die Schließkraft durch die elastische Verformung infolge der durch den Kreuzkopf eingeleiteten Biegung resultiert. Die Optimierungsbereiche werden zunächst im mittleren Bereich am Hebel-1 und im Übergangsbereich zwischen Gelenk-D und -B am Hebel-2 definiert.

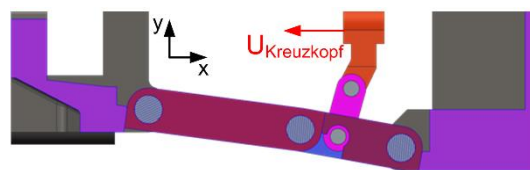


Abbildung 4.1: Aufbau des Simulationsmodells für die Topologieoptimierung des Festkörpergelenks

In der Abbildung 4.2 werden exemplarisch die Geometrien von Hebel-1 nach der Optimierung (a) und die anschließend in der CAD-Umgebung nachbearbeiteten Geometrien von Hebel-1 (b) und Hebel-2 (c) dargestellt. Die nachbearbeiteten CAD-Geometrien wurden durch eine finale FEM-Analyse zur Verifizierung der Optimierungsergebnisse untersucht. Eine Auswertung der v. Mises-Spannungen zeigt hohe Spannungsgradienten in den gekerbten Bereichen. Die Ergebnisse sind auf eine zu hohe Steifigkeit in Biegerichtung zurückzuführen, sodass die geforderten Winkel nicht erreicht werden konnten.

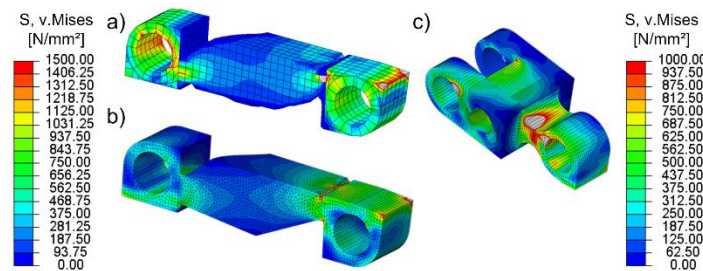


Abbildung 4.2: Gegenüberstellung der Vergleichsspannungen nach v. Mises am Hebel-1 und Hebel-2

In den ersten Analysen konnte gezeigt werden, dass die resultierenden Vergleichsspannungen nach v. Mises für den Hebel-1 und den Hebel-2 deutlich über den Werten zur Streckgrenze und Zugfestigkeit der verwendeten Wertstoffe (s. Tabelle 9.2) liegen. Die hohen Spannungsgradienten sind auch am Hebel-3, den Gelenken-D und -E und somit auch am Kreuzkopf zu beobachten, sodass unter realen Einsatzbedingungen ein Bauteilversagen wahrscheinlich ist. Dies ist mit der geringen Biegenachgiebigkeit in Korrelation mit der Funktion der zusätzlichen Kontaktflächen und der damit verbundenen Blockierung der Gelenkrotation zu begründen. Zudem zeigten die hohen Rückstellkräfte eine hohe Bolzenbeanspruchung in den Gelenken-A und -B. Das lässt darauf schließen, dass sich die Optimierungsziele konträr verhalten. Um eine Durchbiegung des Festkörpergelenks mit geringen Kräften und mit geringen Beanspruchungen zu ermöglichen, wird die Schließkraftaufbauphase in eine dynamische Phase und in eine elastische Phase unterteilt. Dabei wird analog zum Referenz-Modell die Schließkraft bis zu 70 %

über die Schwenkbewegung der Hebel bzw. Rotation der Bolzen realisiert. Durch den Kontakt der zusätzlichen Kontaktflächen werden die restlichen 30 % der Schließkraft durch die elastische Verformung der optimierten Gelenke aufgebaut. In Voruntersuchungen wurden die Verhältnisse zwischen dem Schließkraftaufbau aus der dynamischen Phase und der elastischen Phase variiert. Dabei wurde der prozentuale Anteil des Schließkraftaufbaus aus der dynamischen Phase für die Verhältnisse 50 % - 50 %, 70 % - 30 %, 80 % - 20 % und 90 % - 10 % schrittweise erhöht. Das Verhältnis von 70 % - 30 % stellt die beste Kompromisslösung dar, um in der höchsten Lastphase sowohl für den Werkstoff ertragbare Bauteilspannungen als auch eine mögliche Entlastung der Gelenkbolzen zu erreichen. Um den allgemeingültigen Zusammenhang zwischen dem Schließkraftaufbau und der Kreuzkopfverschiebung zu visualisieren, wird die normierte Schließkraft über die normierte Kreuzkopfverschiebung (Startposition ab drucklosen Werkzeugkontakt) in der Abbildung 4.3 dargestellt.

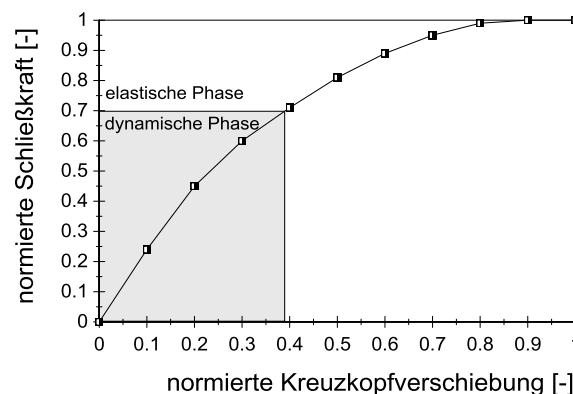


Abbildung 4.3: Schematische Aufteilung der Schließkraftaufbauphase in eine dynamische und elastische Teil

Durch eine Modifikation des Simulationsmodells wird die Unterteilung der Schließkraftaufbauphase in eine kinematische und in eine elastische Phase in den Simulationen zur Optimierung berücksichtigt. Dabei ist die Startposition des Kreuzkopfes weiterhin von der Position der beweglichen Werkzeugaufspannplatte bei drucklosem Werkzeugkontakt abhängig. In der Abbildung 4.4 ist ersichtlich, dass die zusätzlichen Kontaktflächen zu Beginn der Simulation nicht im Kontakt stehen. Durch die Aufteilung der Schließkraft sollen zum einen die Beanspruchungen in den Komponenten der Kniehebelschließeinheit reduziert und zum anderen die sich konträr verhaltenen Optimierungsziele (hohe Nachgiebigkeit in Biegerichtung und die hohe Steifigkeit in Druckrichtung) erreicht werden.

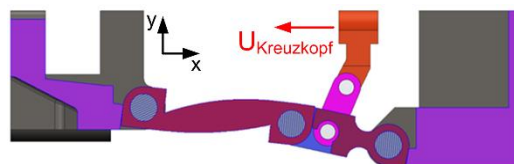


Abbildung 4.4: Aufbau des Simulationsmodells mit der Startposition zu Beginn der Simulation

Durch eine weitere Topologieoptimierung konnten die Beanspruchungen der Kniehebelkomponenten nicht umfassend reduziert werden. In der Abbildung 4.5 werden die Vergleichsspannungen nach v. Mises an den überarbeiteten CAD-Modellen von Hebel-1 und -2 aus einer abschließenden FEM-Analyse zur Verifikation der Optimierungsergebnisse dargestellt. Die maximalen Beträge der Spannungen im Simulationsmodell konnten zwar um ca. 13 % reduziert werden, dennoch zeigt der Bereich am Gelenk-D und Hebel-2 hohe Spannungsgradienten.

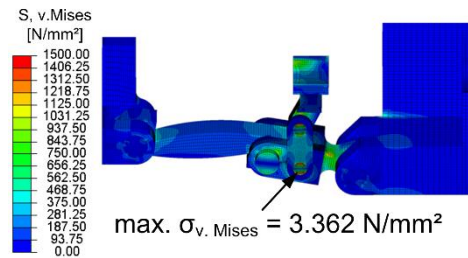


Abbildung 4.5: Vergleichsspannungen nach v. Mises am Modell zur Verifikation der Optimierungsergebnisse

Die Simulationsergebnisse zeigen darüber hinaus, dass auch durch eine verringerte Steifigkeit am Hebel-2 die erforderliche translatorische Verschiebung der beweglichen Werkzeugaufspannplatte nicht erreicht wird. Unter dem Aspekt der Integration in die Referenz-Kniehebelschließereinheit können am Hebel-2 nur kleine Bereiche durch die Topologieoptimierung optimiert werden. Folglich können die in der Abbildung 4.5 dargestellten hohen Spannungsgradienten durch eine Topologieoptimierung nicht reduziert werden. Ferner sollen in weiteren Untersuchungen die Kontaktflächen den Beanspruchungen durch die Schwenkbewegung angepasst werden. Die hohen Spannungsbeträge lassen den Schluss zu, dass ausschließlich die Topologieoptimierung allein zur Entwicklung einer beanspruchungsgerechten Gelenkgeometrie nicht geeignet ist. Durch die FEM-Analysen werden die Belastungen in Schritten im Simulationsmodell realisiert. Erst wenn die Belastung vollständig aufgebaut ist, wird der Algorithmus zur Topologieoptimierung gestartet. Demzufolge wird durch die Topologieoptimierung in den Optimierungsbereichen ein niedriger Spannungswert erreicht. Es werden aber weder die weiteren Komponenten der Kniehebelschließereinheit und die Kontaktbereiche noch die getrennte Betrachtung der überlagerten Beanspruchungen aus der Biege- und der Druckspannung berücksichtigt. Daher werden die weiteren Optimierungsschritte an der Gelenkstruktur von Hebel-1 umgesetzt.

4.2.2 Finale Gelenkstruktur

Um den Einsatz von Festkörpergelenken zum elastischen Schließkraftaufbau zu ermöglichen, müssen die Wirkmechanismen sowohl in numerischen als auch in experimentellen Untersuchungen beschrieben werden. Dazu ist die Erstellung einer fertigmachen Gelenkgeometrie erforderlich. Die auf der Topologieoptimierung basierenden Untersuchungen zeigen, dass eine hohe Nachgiebigkeit in Biegerichtung und eine hohe Steifigkeit in Druckrichtung durch die definierten Restriktionen und Optimierungsziele nicht erreicht werden konnten. Zum einen ist dies durch die überlagerte Belastungssituation der Biegung infolge der Kreuzkopfbewegung und der aus dem Schließkraftaufbau resultierenden Druckkraft zu begründen. Die daraus entstehenden Rückstellkräfte beeinflussen die Hauptspannungen in z-Richtung, so dass die Definition von Zielgrößen nur die überlagerten Spannungen in der Topologieoptimierung berücksichtigt werden. Zum anderen kann in unterbeanspruchten Strukturbereichen kein Material durch den Optimierungsprozess hinzugefügt werden, um die Drucksteifigkeit zu erhöhen.

Aus diesen Erkenntnissen wird das in der Abbildung 4.6 dargestellte parametrische Geometrie-konzept abgeleitet. Das Gelenkkonzept ermöglicht durch den flachen Querschnitt eine hohe Nachgiebigkeit in Biegerichtung im mittleren Gelenkbereich. Über die Anpassung der Querschnittsbreite wird eine hohe Drucksteifigkeit erreicht. Somit werden vier Parametervarianten des Gelenkkonzeptes definiert und die Ergebnisse gegenübergestellt. Die definierten Parameter werden in der Tabelle 9.4 gegenübergestellt. Auf Basis der Simulationsergebnisse werden die Einflüsse der Geometrie-parameter auf die Kontur ausgewertet und für die weiteren Modelle iterativ angepasst. Als Kriterien zur Auswertung werden die Vergleichsspannungen nach v. Mises und die Biegespannungen, die Verschiebung der beweglichen

Werkzeugaufspannplatte ($U_{BWA\bar{P}}$) und damit der Feder sowie der Winkel im Optimierungsmodell (γ_{opt}) zwischen Hebel-1 und -2 gegenübergestellt.

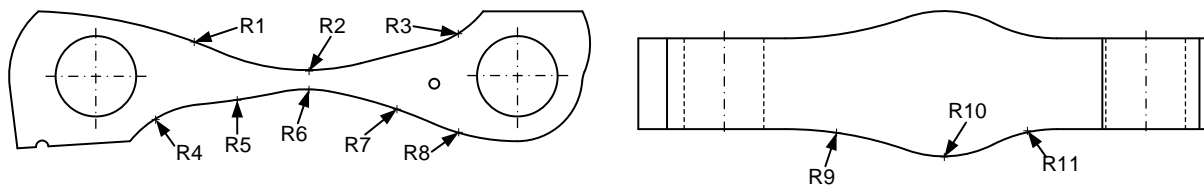


Abbildung 4.6: Darstellung der Geometrieparameter zur Beschreibung der Gelenkkontur

Bei der Gestaltung der zusätzlichen Kontaktfläche am Gelenk-A wird durch eine Rundung die Schwenkbewegung des Hebels während der hochdynamischen Schließphase bzw. während der dynamischen Phase des Schließkraftaufbaus ermöglicht. Die ebene Kontaktfläche ermöglicht das Blockieren der Schwenkbewegung und somit den elastischen Schließkraftaufbau. Durch eine Entlastungskerbe können die Spannungen an den Kanten der Kontaktfläche reduziert werden. Aufgrund der elastischen Verformung der optimierten Gelenkstruktur ist eine Vorhersage der resultierenden Kontaktflächen kaum möglich. Daher wird die zusätzliche Kontaktfläche im Bereich von Gelenk-B mit einer konvexen Form konstruktiv ausgeführt, sodass ein Abrollen der beiden Kontaktkörper gewährleistet wird. Um die Spannungen zu reduzieren, wird durch die konvexe Form und die entsprechende Negativform des Kontaktpartners (Hebel-2) die Kontaktfläche vergrößert. Eine höhere Elastizität bzw. höhere Biegnachgiebigkeit führt darüber hinaus zu geringeren Reaktionskräften an den Bolzen. Die Beanspruchungen am Hebel-3 und dem Kreuzkopf können so reduziert werden, während der Kreuzkopf in die Endlage verfahren wird.

In der Abbildung 9.15 werden die Simulationsergebnisse der vier Geometrievarianten mit den Vergleichskriterien gegenübergestellt. Dabei ist ersichtlich, dass die Verschiebungen im Modell-1 an der beweglichen Werkzeugaufspannplatte den Wert $U_{BWA\bar{P}} = 0,879 \text{ mm}$ erreicht und somit die im Kapitel 3.1.2 ermittelte Verschiebung der Feder überschreitet. Darüber hinaus wird ein Winkel zwischen Hebel-1 und Hebel-2 von $\gamma_{opt} = 177,00^\circ$ erreicht. Dies lässt auf eine hohe Drucksteifigkeit und eine geringe Nachgiebigkeit in Biegerichtung schließen. Durch die Auswertung der v. Mises- und der Biegespannungen wird gezeigt, dass die Beanspruchungen im Bereich der Querschnittsverjüngung gering sind. Die maximalen Biegespannungen im Bereich-A zeigen, dass die elastische Verformung nicht im Bereich der Querschnittsverjüngung auftreten und somit eine optimale Biegebeanspruchung verhindern. Um die Zielvorgaben der Verschiebung zu realisieren, werden die Geometrieparameter $R2$ und $R6$ verringert, sodass die Drucksteifigkeit und damit die Verschiebung reduziert werden. Zur Erreichung einer höheren Biegnachgiebigkeit und damit größeren Winkels werden die Parameter $R1$ und $R7$ vergrößert. Auf diesen Parameterwerten basieren die Ergebnisse des Modells-2. Es ist ersichtlich, dass der Verschiebungsbetrag mit $U_{BWA\bar{P}} = 0,863 \text{ mm}$ reduziert werden konnte. Des Weiteren zeigt der erreichte Winkel $\gamma_{opt} = 177,05^\circ$ einen größeren Wert. Die Spannungen im Bauteil konnten auf einer größeren Oberfläche verteilt werden. In den Bereichen der Hebelkanten (Bereich-B) sind lokale Spannungskonzentrationen ersichtlich, sodass die Parameter $R9$ und $R11$ im Modell-3 vergrößert werden. Diese Bereiche resultieren aus der asymmetrischen Lasteinleitung des Kreuzkopfes. Im Bereich-C ist eine lokale Spannungskonzentration infolge der Übergänge zu erkennen, sodass der Parameter $R5$ vergrößert wird. Die Ergebnisse aus dem Modell-3 zeigen eine Verschiebung $U_{BWA\bar{P}} = 0,855 \text{ mm}$ und einen Winkel von $\gamma_{opt} = 177,06^\circ$. Aufgrund der geringen Abweichungen zur geforderten Verschiebung an der beweglichen Werkzeugaufspannplatte werden die Parameter ($R1$, $R2$, $R6$, $R7$, $R9$, $R10$, $R11$) geändert, um einen größeren Winkel und um eine homogene Spannungsverteilung zu erreichen. Das Modell-4 zeigt im Vergleich zum Modell-3 höhere Spannungsbeträge sowie deren größere Verteilung auf der Oberfläche. Es ist zu erkennen, dass die maximalen Beträge (Bereich-E) der Hauptspannungen in z-Richtung

im Bereich der Querschnittsverjüngung liegen. Dadurch wird ein größerer Winkel $\gamma_{opt} = 177,08^\circ$ erreicht. Infolge der Parameteränderungen im Bereich des Querschnitts resultiert eine Abnahme der Verschiebung auf $U_{BWA P} = 0,850 \text{ mm}$.

Zur Erstellung einer fertigungsgerechten Geometrie wird das Modell-4 ausgewählt, da bei der Übertragung der Geometrieconzepte auf eine reale Kniehebelschließereinheit die Verringerung der Verschiebung durch die Formhöhenverstellung kompensiert werden kann. Die Biegung ist mit der Kapazität der Antriebssysteme verbunden und somit abhängig von der verfügbaren Leistung. Durch eine finale Topologieoptimierung am Modell-4 werden Anpassungen im Hinblick auf die Verschiebung der beweglichen Werkzeugaufspannplatte und somit der maximalen Schließkraft vorgenommen und das Volumen reduziert. Die Zielgröße ist weiterhin die Verschiebung $U_{BWA P} = 0,854 \text{ mm}$. Die Abbildung 4.7 zeigt die Ergebnisse aus der Topologieoptimierung (a) sowie die Übertragung in eine fertigungsgerechte Gelenkgeometrie (b). Eine fertigungsgerechte Umsetzung der durch die Topologieoptimierung entstandenen Hohlräume wird durch eine Durchgangsbohrung und das Fräsen einer Nut realisiert. Die komplexe Gelenkgeometrie wird durch das Drahterodieren hergestellt.

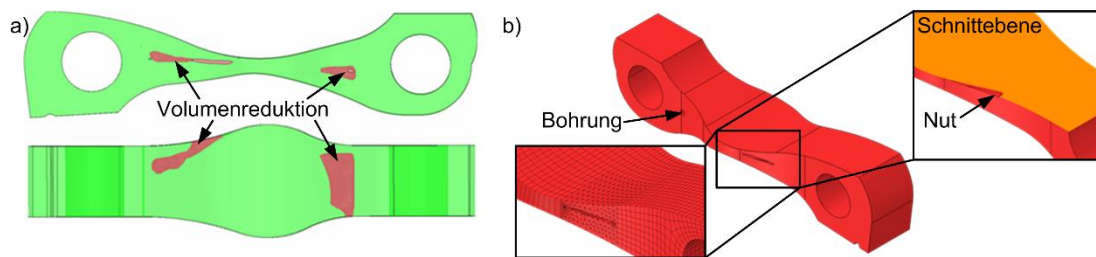


Abbildung 4.7: Ergebnisdarstellung der Topologieoptimierung und die Erstellung einer fertigungsgerechten Gelenkgeometrie

4.2.3 Ergebnisse

Die Rückführung der überarbeiteten Gelenkgeometrie in das Simulationsmodell ermöglicht eine finale FEM-Analyse zur Validierung der Ergebnisse. Weitere Einflüsse auf die Verschiebung der beweglichen Werkzeugaufspannplatte wurden nicht festgestellt. Der Winkel zwischen Hebel-1 und Hebel-2 wird auf $\gamma_{opt} = 177,05^\circ$ reduziert. Die Auswertung der Vergleichsspannungen nach v. Mises und der Hauptnormalspannungen in z-Richtung in der Abbildung 9.16 zeigen den Einfluss aus der asymmetrischen Lastenleitung des Kreuzkopfes in den Bereichen-A, -B und -C. Infolge der Kraftübertragung wirkt auf die Gelenkgeometrie um die Symmetrieachse (z-Richtung) ein Drehmoment, sodass die maximalen Spannungen in den Randbereichen des verjüngten Querschnitts liegen. In der Abbildung 4.8 werden die Kontaktspannungen an den zusätzlichen Kontaktflächen der optimierten Gelenkgeometrie dargestellt. Der Kontakt mit der beweglichen Werkzeugaufspannplatte zeigt die Beanspruchungen im unteren Bereich der ebenen Kontaktfläche. Dabei konnten die maximalen Spannungsgradienten an den Kanten des Gelenks durch die Entlastungskerbe reduziert werden. Dies ist mit der Biegung der Gelenkstruktur zu begründen, welche eine elastische Verformung der zusätzlichen Kontaktbereiche hervorruft. Demzufolge wird die Phase des elastischen Schließkraftaufbaus über diese zusätzliche Kontaktfläche ermöglicht. Der zusätzliche Kontaktbereich an der Gelenkstruktur zeigt vergleichbare Spannungsbeträge auf einer größeren Kontaktfläche. Dies ist durch die konvexe Flächengeometrie des Gelenks und der konkav geformten Fläche am Hebel-2 zu begründen. Die maximalen Spannungsbeträge treten an den Kanten der Kontaktflächen auf.

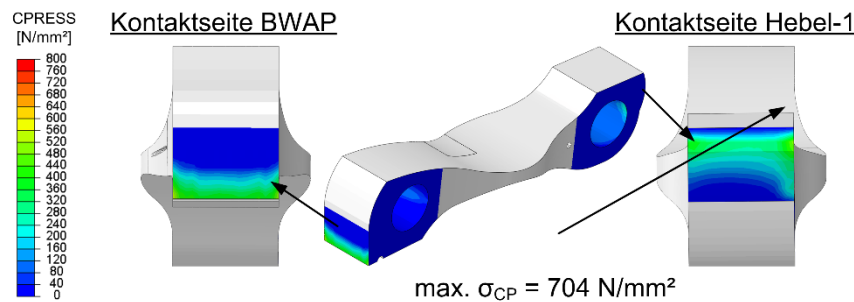


Abbildung 4.8: Darstellung der Kontaktspannungen an den zusätzlichen Kontaktflächen des Festkörpergelenks

Die Bolzenbeanspruchungen des optimierten und des Referenzmodells am Beispiel von Gelenk-A werden in der Abbildung 4.9 gegenübergestellt. Der Vergleich der Kontaktspannungen zeigt am optimierten Modell eine Reduzierung in den maximalen Spannungsgradienten im Vergleich zu den Ergebnissen des Referenzmodells.

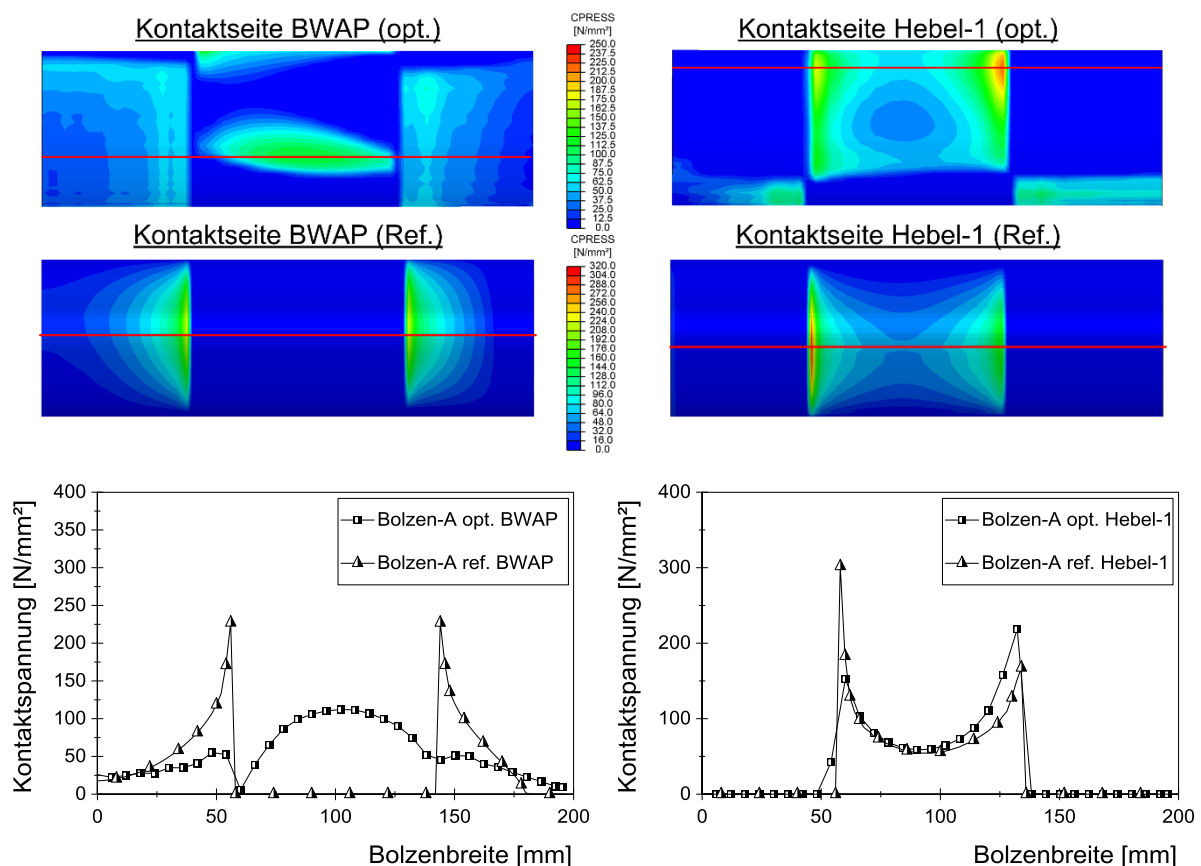


Abbildung 4.9: Gegenüberstellung der Kontaktspannungen des optimierten Modells und des Referenz-Modells am Bolzen-A

Die Auswertungen am Bolzen des Gelenks-B werden im Anhang (s. Abbildung 9.17) gegenübergestellt. Es ist ersichtlich, dass die Spannungen im Kontaktbereich zum Hebel-2 im optimierten Modell größer sind. Eine mögliche Ursache ist die höhere Krafteinleitung durch die Kreuzkopfverschiebung.

Zur Auswertung der Relativbewegungen werden drei gleichmäßig auf dem Bolzenumfang verteilte Elementknoten sowie deren gegenüberliegende Knoten des Kontaktpartners (Lagerbohrung im Hebel) ausgewählt. Da die Knotenverschiebungen ausschließlich in den drei Hauptrichtungen des Referenz-Koordinatensystems vorliegen, werden die Verschiebungen aus den Knotenkoordinaten berechnet. Die Umrechnung in Zylinderkoordinaten und die Differenz der Knotenpositionen ermöglicht die Bestimmung

der Relativbewegung in Abhängigkeit des Schließkraftaufbaus. Diese wird aus der Federverschiebung abgeleitet. In der Abbildung 4.10 werden die Relativbewegungen des Referenz-Kniehebelsystems und des optimierten Modells über die prozentuale Schließkraft am Beispiel der Kontaktsituation von Gelenk-A und Hebel-1 gezeigt. Die elastische Schließkraftaufbauphase beginnt bei ca. 70 % der erreichten Schließkraft. Durch den Kontakt der zusätzlichen Flächen wird die Bewegung zwischen dem Bolzen und der Lagerbohrung gesperrt. Das wird durch den Verlauf der Relativbewegung für das optimierte Modell deutlich gezeigt. Infolge der Elastizität in den Kontaktbereichen und der Hebelverformung bzw. der Durchbiegung der Bolzen tritt eine deutlich geringere Relativbewegung auf, welche bei Erreichen der maximalen Schließkraft gegen Null verläuft. Die Relativbewegung der Referenz-Kniehebelschließeinheit zeigt erst ab einer Schließkraft von nahezu 95 % eine signifikante Reduktion der Relativbewegung. Bei einer Schließkraft von ca. 70 % zeigt die Relativbewegung für das optimierte Modell einen Betrag von ca. 0,4 mm. Dieser Betrag wird in der Referenz-Schließeinheit bei einer Schließkraft von ca. 99 % erreicht. Im Anhang wird die Auswertung der Relativbewegungen für die Gelenke-B und -C in der Abbildung 9.18 dargestellt.

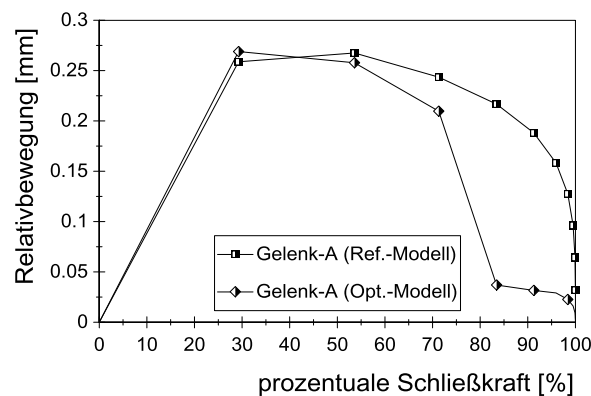


Abbildung 4.10: Verlauf der Relativbewegung über die prozentuale Schließkraft am Beispiel von Gelenk-A

Im Vergleich zur Referenz-Kniehebelschließeinheit ermöglicht die Umsetzung des elastischen Schließkraftaufbaus eine deutliche Reduzierung der Relativbewegungen in den Gelenken-A, -B und -C. Durch die zusätzlichen Kontaktflächen wird der elastische Schließkraftaufbau ermöglicht und so die Funktion eines Festkörpergelenks erfüllt. Infolge der optimierten Gelenkgeometrie nimmt die Steifigkeit des Hebel-1 ab. Das führt zu einer höheren elastischen Verformung in den Gelenkbereichen, sodass die Kontaktspannungen steigen. Durch das optimierte Modell wird jedoch gezeigt, dass der elastische Schließkraftaufbau durch den Einsatz von Festkörpergelenken möglich ist. Es ist eine hohe Nachgiebigkeit in Richtung der Biegung und eine hohe Steifigkeit in Druckrichtung erforderlich. Um die Wirkmechanismen von Festkörpergelenken im Einsatz in Kniehebelschließeinheiten zum elastischen Schließkraftaufbau zu verifizieren, wird daher die finale und fertigungsgerechte Gelenkgeometrie im Kapitel 5 experimentell untersucht.

4.3 Optimierung rotationssymmetrischer Gelenkbolzen

Die Auswertungen der numerischen Analysen im Kapitel 3.3 zeigen die lokalen und hohen Spannungsgradienten in den Bereichen der Bohrungskanten. Es wurde nachgewiesen, dass insbesondere die geometrischen Einflussfaktoren (minimale und maximale Spielpassung) hohe Beanspruchungszustände hervorrufen (Kapitel 3.3.3). Eine Ursache hierfür ist die Abnahme der Steifigkeit durch die Verringerung der Bolzendurchmesser und dem damit verbundenen Anstieg der Spannungen und Verformungen.

Basierend auf den Untersuchungsergebnissen wird in diesem Kapitel eine rotationssymmetrische Bolzengeometrie für die Gelenke-A, -B und -C entwickelt, welche zum einen die Beanspruchungen infolge der Kantenpressung reduzieren und zum anderen eine Integration in die Referenz-Kniehebelschließheit ermöglichen. Dazu werden im Kapitel 4.3.1 unterschiedliche Geometrievarianten entwickelt, um zunächst den Geometrieinfluss auf die Beanspruchungen zu quantifizieren. Abschließend wird eine Geometrievariante für die weiteren Untersuchungen ausgewählt. Als Grundlage für die FEM-Analysen wird das bereits ausführlich beschriebene Viertelschnittmodell aus Kapitel 3.3.1 verwendet. Unter Berücksichtigung der Anzahl numerischer Simulationen und Optimierungsdurchläufe werden reduzierte Gelenkmodelle verwendet. Zur Geometrieentwicklung, Sensitivitätsstudie und zur Parameteroptimierung wird das Simulationsprogramm *CREO Elements-Mechanica* verwendet. Für die Entwicklung einer beanspruchungsgerechten Bolzengeometrie wird im Kapitel 4.3.2 durch die Methode der Parameteroptimierung (Kapitel 2.5.1) angewendet. Durch eine Sensitivitätsstudie werden im Hinblick auf eine effiziente Optimierung sowohl der Optimierungsraum als auch die Variationsbereiche der Designvariablen reduziert. Die finalen Bolzengeometrien werden abschließend in einer dynamischen Simulation auf Basis der DFEM durch den Einsatz der Software *Abaqus/CAE 6.13-3* analysiert, sodass ein Vergleich mit den dynamischen Analysen des Referenzsystems (Kapitel 3.2.3) möglich ist.

4.3.1 Gelenkmodelle und Geometrievarianten

Im Vergleich zu den Analyseergebnissen aus Kapitel 3.3.2 werden qualitativ gleiche Beanspruchungsverläufe in den Kontaktbereichen festgestellt. Die Analyseergebnisse werden im weiteren Verlauf dieses Kapitels den Ergebnissen der Optimierung gegenübergestellt. Der Aufbau des Viertelschnittmodells ist prinzipiell identisch mit dem im Kapitel 3.3.2 beschriebenen Aufbau (Lasten, Randbedingungen, Symmetrieeigenschaften und Materialdefinitionen).

Zur Reduzierung der Simulationszeiten für die Sensitivitätsstudien und Parameteroptimierungen werden die Gelenkmodelle nach Abbildung 4.11 verwendet. Als Konsequenz ist ein direkter Vergleich zum Viertelschnittmodell bzw. zur realitätsnahen Einbausituation nur über die abschließenden Vergleichssimulationen im Viertelschnittmodell und die DFEM möglich. Die Gelenkmodelle realisieren somit eine effiziente und schnelle Entwicklung beanspruchungsgerechter Bolzengeometrien unter Berücksichtigung der maximalen Belastungen. In der prinzipiellen Darstellung der Gelenkmodelle werden neben der 3D-CAD-Struktur auch die Belastungen und Lagerungen gezeigt. Durch Simulationen mit unterschiedlichen Elementgrößen wurden die Ergebnisse validiert. Darüber hinaus zeigen die Ergebnisse qualitativ vergleichbare Beanspruchungen. Abweichungen werden ausschließlich in den Beträgen der Beanspruchungen im Bereich der Kantenpressung festgestellt.

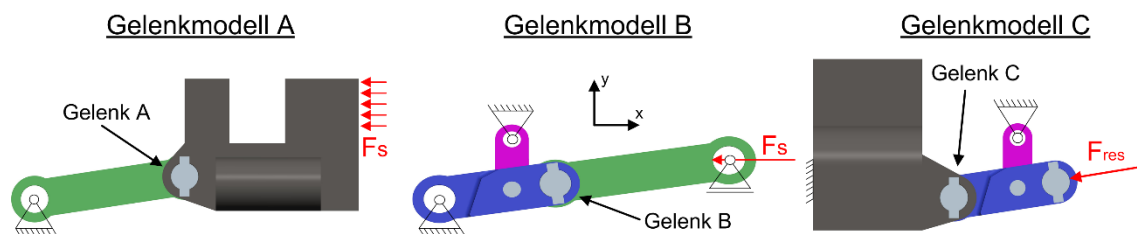


Abbildung 4.11: Prinzipielle Darstellung der Modelle für die Gelenke-A, -B, und -C

Das primäre Ziel der Geometrieoptimierung an den Bolzen ist die Reduzierung der Kontaktspannungen. Die bisherigen Untersuchungen zeigen, dass infolge der Durchbiegung nicht die vollständige Mantelfläche der zylindrischen Bolzen im Kontakt mit der Lagerbohrung steht. Bei der Entwicklung der Geometrievarianten soll zum einen das Anpassen der Kontaktflächen mithilfe der Durchbiegung berücksichtig

sichtigt und zum anderen der Bolzendurchmesser in den hochbeanspruchten Bereichen der Kantenpressung reduziert werden. Das Anpassen der Kontaktflächen in Korrelation zur Durchbiegung wird durch einen konvexen Bolzendurchmesser im Bereich von Hebel-1 (ähnlich einer Bombage) realisiert, so dass unter Belastung die Durchbiegung zu einer größeren Kontaktfläche führt. Das Prinzip wird auf die Bolzenvarianten-1, -2 und -5 übertragen. Große Übergangsradien sollen den Einfluss von Kerbspannungen reduzieren. Bei der Variante-5 werden große Radien für den konstruktiven Auslauf in Bereichen der beweglichen Werkzeugaufspannplatte (BWAP) gewählt und dadurch der Bolzendurchmesser verringert. Durch Einschubhülsen wird die Durchmesserdivergenz kompensiert. Zur Untersuchung des Einflusses geringer Bolzendurchmesser auf die Kantenpressung werden in den Varianten-3 und -4 die Übergangsradien um den Faktor 100 und 1.000 verkleinert. Im Bereich von Hebel-1 bleibt die Bolzengeometrie zylindrisch. Die fünf Geometrievarianten am Beispiel von Gelenk-A werden mit den konturbeschreibenden Geometrieparametern in der Abbildung 4.12 gegenübergestellt. Um den Geometrieverlauf hervorzuheben ist die Darstellung der Bolzenkontur stark skaliert. Als Folge des Symmetrieschnitts in der z-Ebene und der Rotationssymmetrie wird ein Viertelausschnitt dargestellt.

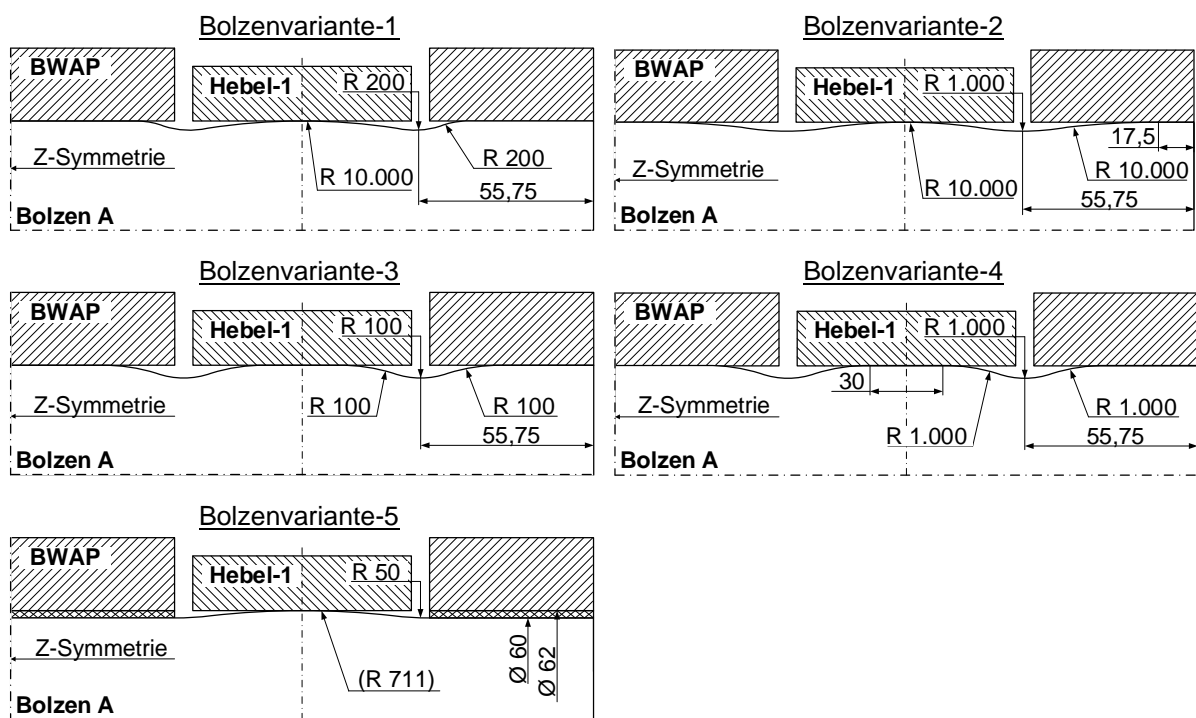


Abbildung 4.12: Schematische Darstellungen der Bolzenvarianten-1 bis -5

Zur Auswertung der Simulationsergebnisse und zur Definition von Zielfunktionen und Restriktionen für die Parameteroptimierungen werden Messgrößen ($\sigma_{x_Flächen}$, σ_{z_Bolzen} , σ_{CP_BWAP} , $\sigma_{CP_Hebel-1}$, σ_{CP_Bolzen}) in den Kontaktbereichen der Simulationsmodelle definiert. Die Messgrößen ermöglichen eine vergleichende Bewertung der Geometrievarianten. Es wird die im Kraftfluss liegende Hauptnormalspannung in x-Richtung als Beanspruchungsgröße und somit als Optimierungsziel ($\sigma_{x_Flächen}$) definiert, da diese näherungsweise der Kontaktspannung entspricht. Eine Auswahl der Kontaktspannung als Optimierungsziel ist bedingt durch die Software nicht möglich. Eine Übersicht zu den Messgrößendefinitionen zur Ermittlung der maximalen Beanspruchungen im Gelenkmodell für die Sensitivitätsstudien und Parameteroptimierungen wird im Anhang (s. Tabelle 9.5) dargestellt.

Die Beanspruchungen an den Messgrößen für die Bolzenvarianten-1 bis -5 werden in dem Balkendiagramm der Abbildung 4.13 gegenübergestellt. Der Vergleich zeigt deutlich, dass durch die Bolzenvariante-2 sowohl die Kontaktspannungen als auch die Hauptnormalspannungen in x-Richtung erheblich reduziert werden konnten. Der Betrag der Hauptnormalspannungen in z-Richtung zeigt einen geringen

Anstieg. Die Ergebnisse werden durch die Auswertung der Konturplots für die Vergleichsspannungen nach v. Mises in der Abbildung 9.19 sowie für die Kontaktspannungen in der Abbildung 9.20 bestätigt.

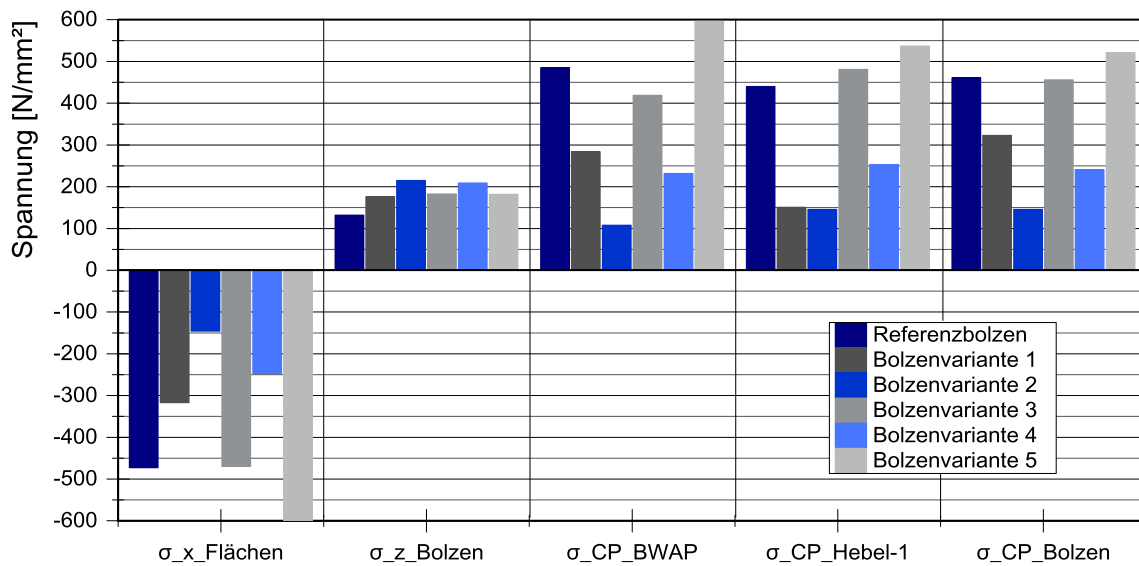


Abbildung 4.13: Gegenüberstellung der Beanspruchungen an den Messgrößen für die Bolzenvarianten-1 bis -5

Im weiteren Verlauf dieses Kapitels wird daher die Bolzenvariante-2 für die folgenden Sensitivitätsstudien zur Eingrenzung der Optimierungsraumes und der Designvariablen ausgewählt. Die Ziele der Optimierungsstudie sind somit zum einen die Reduzierung der Hauptnormalspannungen in z-Richtung sowie das Ermitteln fertigungsgerechte Parameter der Bolzengeometrie.

4.3.2 Parameteroptimierungen der Bolzengeometrien

Die Kontur der Bolzenvariante-2 (Abbildung 4.14) wird durch mehrere Geometrieparameter beschrieben. Zur Entwicklung einer beanspruchungs- und fertigten Bolzengeometrie werden numerische Simulationen in Kombination mit rechnergestützten Optimierungsalgorithmen angewendet. Diese Optimierungsschritte werden oft mehrfach durchgeführt, sodass lange Optimierungszeiten resultieren. Mithilfe von Sensitivitätsstudien werden die Geometrieparameter variiert und der Einfluss auf die Beanspruchungen quantifiziert. So können die Optimierungsziele sinnvoll definiert und die Variationsbereiche der Designparameter eingegrenzt werden, um eine effiziente Parameteroptimierungen zu ermöglichen. Die Optimierungsmodelle werden primär mit Abhängigkeiten und Beziehungen aufgebaut, um die Variablenzahl zu begrenzen [VE12]. Die aus der finalen Parameteroptimierung abgeleiteten Erkenntnisse werden auf die Parameter der Geometrien für die Bolzen-B und -C übertragen und unter Berücksichtigung der konstruktiven Lagersituation angepasst. Damit die Parameteroptimierung zu plausiblen Ergebnissen führt, müssen die Messgrößen und die Variationsbereiche der Geometrieparameter unter Berücksichtigung von Restriktionen (z.B. Gleichgewichts- oder Ungleichgewichtsbedingungen) definiert werden. Die grundsätzliche Absicht der Optimierung ist die Reduzierung der Kontaktspannungen. Aus der Tabelle 9.5 können die Nomenklatur und die Definitionen der verwendeten Messgrößen entnommen werden.

Die in der Abbildung 4.14 dargestellte Bolzenvariante-2 wird durch fünf Geometrieparameter beschrieben. Grundsätzlich bleiben der maximale Bolzendurchmesser und die Bolzenbreite konstant. Der Bereich der Kantenpressung (P_2) wird in den Optimierungen ebenfalls nicht variiert. Somit wird die Geometrie durch drei Optimierungsparameter (R_1, R_2, P_1) und einem abhängigen Parameter ($R_3 = R_2$)

beschrieben. Die Ergebnisse der ersten Sensitivitätsstudie zeigen in den Bereichen der Kantenpressung weiterhin hohe Kontaktspannungsgradienten. Dies ist durch die Parametervariation zu begründen. Der Parameter $R1$ strebt gegen das definierte Maximum während die Parametervariation für $R2$ und $P1$ gering ist. Im Anhang dieser Arbeit (vgl. Tabelle 9.6) werden die Einstellparameter und die optimierten Parameterwerte der Sensitivitätsstudie aufgeführt. Als Folge der hohen Kontaktspannungsgradienten wird die Bolzenvariante-2 modifiziert und in den Bereichen der Kantenpressung um zwei Geometrieparameter ($R4, P3$) erweitert. Die Abbildung 4.14 zeigt die daraus resultierende Bolzenvariante-6.

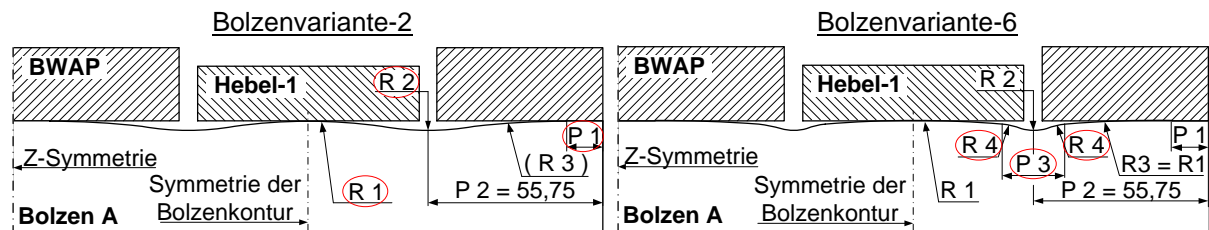


Abbildung 4.14: Schematische Darstellung der Bolzenvarianten-2 und -6 für Bolzen-A

Infolge der Sensitivitätsstudie wurde der Geometrieparameter $R1$ als primärer Einfluss auf die Durchbiegung des Bolzens und damit auf die Biege- und die Kontaktspannungen identifiziert. Durch eine weitere Sensitivitätsstudie wird ausschließlich der Parameter $R1$ variiert, um primär die Kantenpressung zu reduzieren und den Einfluss auf die Biegespannungen zu quantifizieren. Mithilfe statischer FEM-Analysen werden die Bolzengeometrien A602 (mit $R1 = 20.000 \text{ mm}$), A604 (mit $R1 = 18.000 \text{ mm}$) und A605 (mit $R1 = 16.000 \text{ mm}$) simuliert. Die Auswertung der Kontaktspannungen über die Bolzenbreite in der Abbildung 4.15 zeigt, dass in den Bereichen der Kantenpressung die Spannungen für die Bolzengeometrien A602 und A604 ansteigen. Dies ist für die Geometrie A605 nicht zu beobachten, sodass diese Bolzengeometrie für eine finale Parameteroptimierung verwendet wird. Eine Gegenüberstellung der Werte an den Messgrößen wird in der Abbildung 9.21 dargestellt.

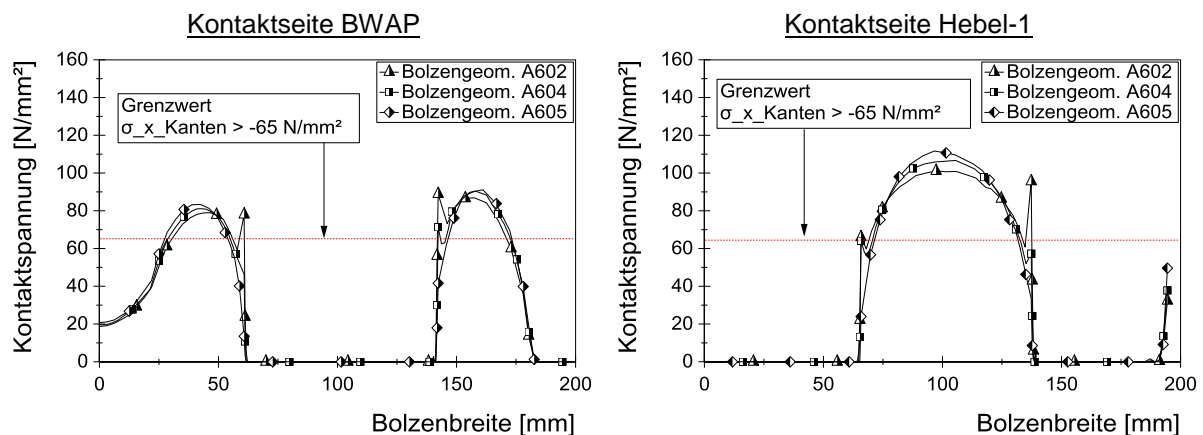


Abbildung 4.15: Auswertung der Kontaktspannungen über die Bolzenbreite der Bolzengeometrien A602, A604 und A605

Um die Ausprägung der Kontaktspannungen infolge der Kantenpressung in der finalen Parameteroptimierung zu berücksichtigen, wurde eine Restriktion zur Reduzierung der Kontaktspannungen ($\sigma_{x_Kanten} < 65 \text{ N/mm}^2$) in den Bereichen der Kantenpressung definiert. Da die Bolzengeometrie A604 bereits diese Restriktion erreicht, wird dieser Maximalwert für den Bereich von $R1$ übernommen. Die Bereiche für $R4$ und $P3$ werden so definiert, dass eine Variation in beide Richtungen erfolgen kann. Die Restriktionen und die Optimierungseinstellungen werden in der Tabelle 4.2 gezeigt. Die Ergebnisse

der Parameteroptimierung am Bolzen-A werden mit den Optimierungsergebnissen für die Bolzen-B und -C im Kapitel 4.3.3 gegenübergestellt.

Tabelle 4.2: Übersicht zu den Einstellungen, Restriktionen und der zu optimierenden Parameter der Optimierung an der Bolzengeometrie A605

Optimierungsziel	$\sigma_{x_Flächen} \rightarrow \text{Absolutwert minimieren}$			SQP-Algorithmus mit 3 % Optimierungs- konvergenz
Restriktion 1	$\sigma_{z_Bolzen} < 190 \frac{N}{mm^2}$			
Restriktion 2	$\sigma_{xKanten} > -65 \frac{N}{mm^2}$			
Parameter	Minimum	Startwert	Maximum	Endwert
$R1 [mm]$	16.000	16.000	18.000	18.000
$R4 [mm]$	100	200	500	211,6
$P3 [mm]$	4	5	8	4,3

Die aus der finalen Parameteroptimierung abgeleitete Bolzengeometrie (Bolzenvariante-6) wurde als Ausgangsgeometrie für die Optimierungen des Bolzen-B verwendet. Durch eine statische FEM-Analyse wird das Optimierungspotenzial in den Kontaktspannungen für den Bolzen-B bestätigt. Unter Berücksichtigung der Krafteinleitung durch den Kreuzkopf und den kleineren Lagerabmessungen wird eine konstruktive Anpassung der Bolzengeometrie vorgenommen, um den Einfluss der Kantenpressung zu vermeiden. Zur Berücksichtigung dieser Stützstellen in der Parameteroptimierung wird die Bolzenkontur im Bereich von Hebel-2 mit einem konvexen Verlauf (R5) des Durchmessers beschrieben. Dadurch soll die Kantenpressung an der äußeren Lagerkante vermieden werden. Für die Optimierung ergibt sich somit ein weiterer Optimierungsparameter, sodass durch statische FEM-Analysen der Parametereinfluss zur effizienten Beschreibung der Optimierungsziele und Restriktionen untersucht werden muss. In der Abbildung 4.16 wird die Bolzenvariante-7 dargestellt.

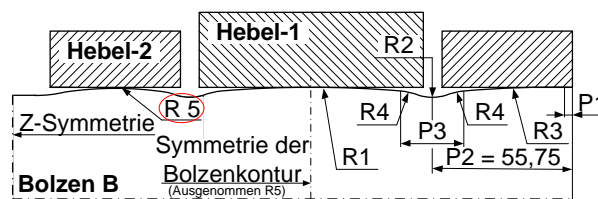


Abbildung 4.16: Schematische Darstellung der Bolzenvariante-7 für den Bolzen-B

Bei den Analysen werden ausschließlich die Parameter R1 und R5 variiert. Daher werden drei Bolzengeometrien B701 (mit R1 = 15.000mm, R5 = 10.000mm), B702 (mit R1 = 16.000mm, R5 = 13.000mm) und B703 (mit R1 = 18.000mm, R5 = 16.000mm) simuliert und mit der Referenzanalyse am Bolzen-B (Bolzenvariante-6) in der Abbildung 9.22 gegenübergestellt. Der Verlauf der Kontaktspannungen über die Bolzenbreite wird für die Bolzengeometrien in der Abbildung 4.17 gezeigt. Im Vergleich weist das Gelenk-B eine geringere Lagerbreite auf. Daher wird der Betrag Restriktion für die Hauptnormalspannung in x-Richtung der Situation angepasst. Die Kontaktseite am Hebel-2 zeigt, dass der Wert R5 ansteigt und die Kontaktspannungen sinken während auf der Kontaktseite am Hebel-1 der Wert R1 steigt und die Kontaktspannungen geringer werden. Daraus resultieren die Einstellungen nach Tabelle 9.7 für die finale Parameteroptimierung der resultierenden Bolzengeometrie B704. Die Simulationsergebnisse werden im Kapitel 4.3.3 gegenübergestellt.

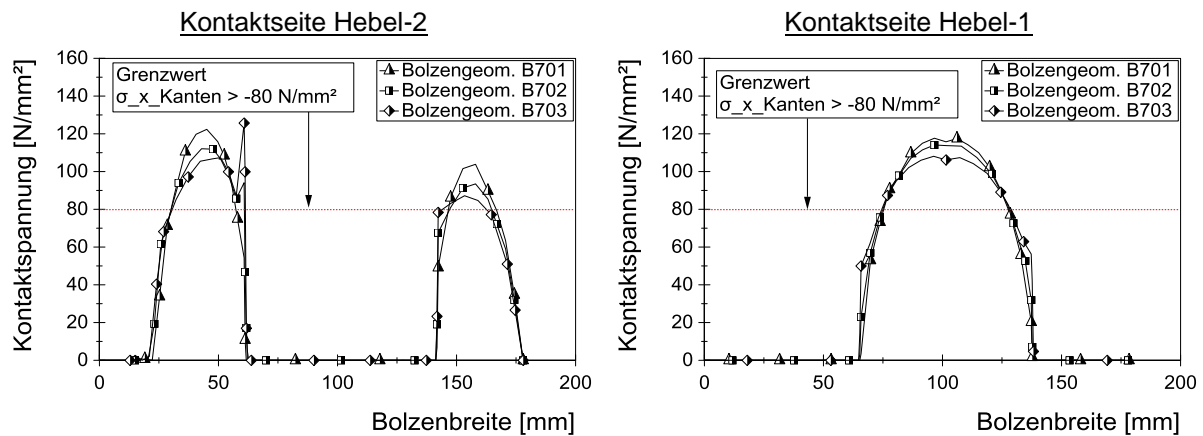


Abbildung 4.17: Auswertung der Kontaktspannungen über die Bolzenbreite der Bolzengeometrien B701, B702 und B703

Da die konstruktive Ausführung der Lagersituation am Gelenk-C mit dem Gelenk-A vergleichbar ist, können die Erkenntnisse aus der Geometrieentwicklung für den Bolzen-A auf die Parameteroptimierung von Bolzen-C übertragen werden. In der Abbildung 4.18 wird die auf die Lagersituation am Gelenk-C angepasste Bolzenvariante-6 (Bolzengeometrie C605) gezeigt.

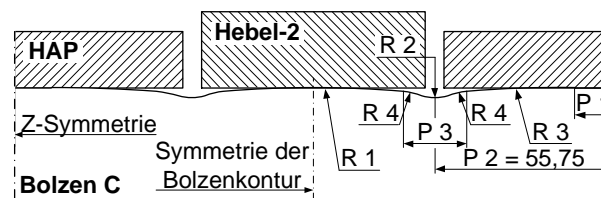


Abbildung 4.18: Schematische Darstellung der Bolzenvariante-6 für den Bolzen-C

Zur Beschreibung der Beanspruchungssituation wird eine statische FEM-Analyse durchgeführt. Im Vergleich zu den Ergebnissen am Bolzen-A wird gezeigt, dass aus der asymmetrischen Belastungssituation des Kreuzkopfes exzentrische Kontaktspannungen im Bereich von Hebel-2 resultieren. Diese führen zu höheren Kontaktspannungen an den Kantenbereichen. Die bisherigen Optimierungsansätze zeigen die Vermeidung hoher Spannungsgradienten in den Kantenbereichen durch die lokale Verringerung des Bolzendurchmessers. Dies führt jedoch zu einer Erhöhung der Biegespannungen. Da die Bolzenvariante-6 bereits lokal reduzierte Durchmesser aufweist, führt eine weitere Reduzierung zu einer geringeren Steifigkeit und damit zu einer höheren Biegespannung. Demzufolge wird der Betrag der Restriktion erhöht, um eine erfolgreiche Parameteroptimierung durchzuführen. Eine Übersicht zu den Einstellungen, Restriktionen und den Optimierungsparametern für die Parameteroptimierung an der Bolzengeometrie-C605 wird im Anhang (s. Tabelle 9.8) gezeigt.

Die Parameteroptimierung an der Bolzengeometrie C605 führt zu keinem weiteren Optimierungsergebnis. Als Konsequenz entspricht die Ausgangsgeometrie A605 bereits der optimalen Bolzenkontur für die Beanspruchungssituation am Gelenk-C.

4.3.3 Auswertung der Parameteroptimierungen

Es werden die zylindrischen Referenzbolzen und die optimierten Bolzengeometrien im Viertelschnittmodell mithilfe einer statischen FEM verglichen, um das Optimierungspotenzial zu verifizieren. Ergänzt wird die Auswertung durch die Gegenüberstellung der Optimierungsergebnisse aus den Gelenkmodel-

len. Die Abbildung 4.19 ermöglicht einen Vergleich der maximalen Kontaktspannungen an den Positionen der Messgrößen (s. Tabelle 9.5). Durch den Vergleich wird deutlich, dass die Beträge der Kontaktspannungen und der Biegespannungen in den optimierten Bolzengeometrien sowohl in den Gelenkmodellen (GM) als auch im Viertelschnittmodell (VM) nahezu identisch sind. Dies wird durch den in Abbildung 4.20 dargestellten Konturplot bestätigt. Darüber hinaus zeigen die Diagramme das Optimierungspotenzial infolge der beanspruchungsgerechten Konturanpassung der drei Gelenkbolzen. Die konstruktiven Änderungen in den Bereichen der Kantenpressung führen zu einer signifikanten Reduzierung der Kontaktspannungen. Aus diesen Änderungen ergeben sich lokal verringerte Bolzendurchmesser, aus denen Steifigkeitsabnahmen resultieren. Infolge der Steifigkeitsabnahme steigen die Biegespannungen (Hauptnormalspannungen in z-Richtung) in den Bereichen der Bolzenmitte und zeigen im Vergleich zur Referenzbolzengeometrie höhere Beträge.

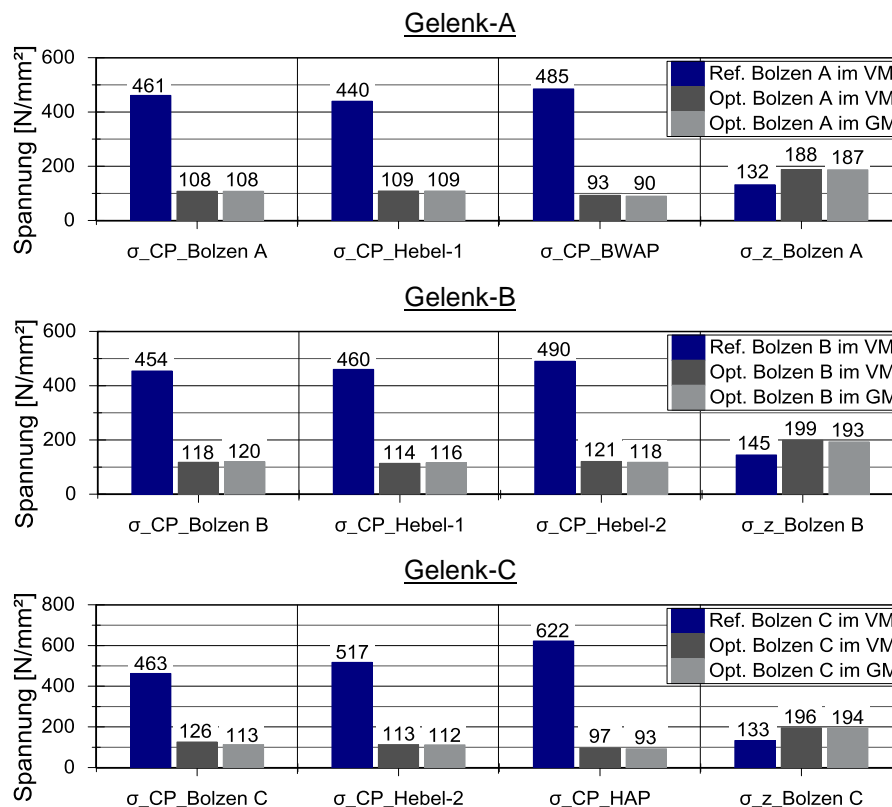


Abbildung 4.19: Vergleich der maximalen Kontaktspannungen und der Biegespannung für die Gelenke-A, -B und -C

Die Kontaktspannungen werden in der Abbildung 4.20 als Konturplot und über die Bolzenbreite in den Diagrammen exemplarisch für das Gelenk-A dargestellt. Durch die Kontaktspannungen im Konturplot und in den Diagrammen wird deutlich, dass die lokalen und hohen Spannungsgradienten in den Bereichen der Kantenpressung in den Beträgen erheblich reduziert und auf einer größeren Fläche verteilt werden. Die maximalen Spannungen an den optimierten Bolzen im Kontakt mit der beweglichen Werkzeugaufspannplatte wurden in die Bereiche der konvexen Bolzenform in den äußeren Lagerungen verschoben. Dadurch wird der Spannungsverlauf homogener auf der Oberfläche verteilt und Beanspruchungsgradienten somit vermieden. Die maximalen Spannungen im Kontaktbereich mit dem Hebel-1 liegen im Bereich des konvex geformten Bolzendurchmessers in der Bolzenmitte. Als Folge der konvexen Bolzenform steigt der Betrag der Kontaktspannungen in diesem Bereich an. In Bezug auf die maximalen Beanspruchungen ist jedoch ein erhebliches Einsparpotenzial erkennbar.

Die Auswertungen für die Gelenke-B und -C werden in der Abbildung 9.24 und Abbildung 9.25 visualisiert. Qualitativ zeigen die Auswertungen eine gute Übereinstimmung mit der Auswertung an Gelenk-A und bestätigen das Optimierungspotenzial gegenüber den Referenzgelenken mit zylindrischen Bolzen.

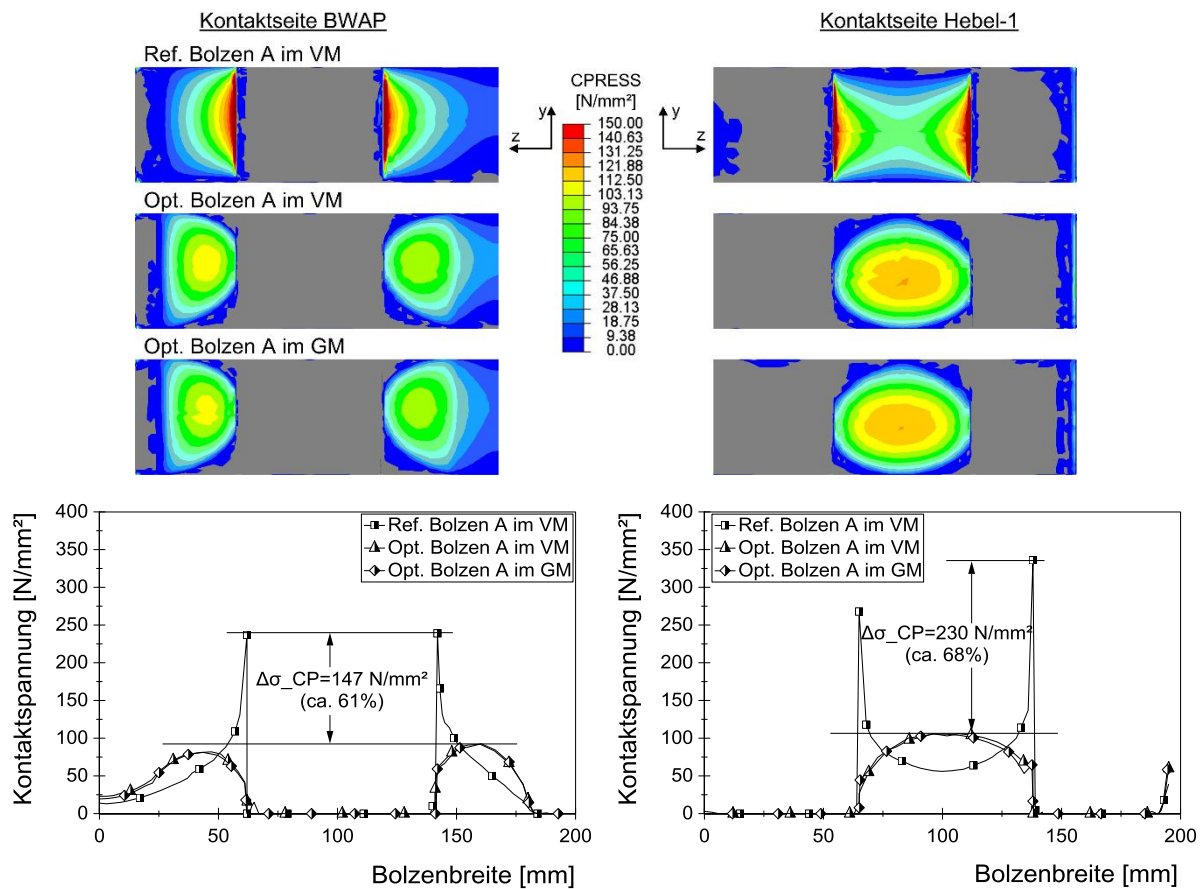


Abbildung 4.20: Vergleich der Kontaktspannungen aus dem Viertelschnitt- und dem Referenz-Modell am Bolzen-A

Ein Vergleich der Verschiebungen an den optimierten und den Referenzbolzen zeigt, dass die Beträge an den optimierten Bolzen ansteigen. Zur Auswertung wurden die Verschiebungen über die Bolzenbreite in dem Diagramm der Abbildung 9.26 aufgetragen und in einen gemeinsamen Ursprung verschoben. Die größte Verschiebung bzw. Differenz zwischen dem optimierten und dem Referenzbolzen zeigt Bolzen-A. Da der maximale Durchmesser des optimierten Bolzens dem des Referenzbolzens entspricht und demzufolge die Spielpassung zwischen den Kontaktpartnern nicht geändert wird, ist die Verschiebung durch die Abnahme der Steifigkeit zu begründen.

4.3.4 Dynamische Analyse der optimierten Bolzengeometrien

Die Untersuchungen an dem Referenz-Kniehebelmechanismus zeigen, dass durch den Einsatz der DFEM die Kontaktbeanspruchungen in den Gelenken während des Schließzyklus analysiert werden können. Daher werden in diesem Kapitel die optimierten Bolzengeometrien ebenfalls mit der DFEM untersucht ohne Berücksichtigung eines Reibungskoeffizienten, um somit einen Vergleich zu den dynamischen Untersuchungen des Referenzsystems aus Kapitel 3.2 zu ermöglichen. Dabei unterscheiden

sich die verwendeten Simulationsmodelle nur in den Bolzengeometrien. Als Konsequenz aus der komplexen Geometrie der optimierten Bolzen werden diese mit Tetraeder-Elementen (quadratische Ansatzfunktion) neu vernetzt.

Um die Potenziale aus der Parameteroptimierung (*Creo-Mechanica*) mit den Ergebnissen der DFEM (*Abaqus*) vergleichen zu können, werden zunächst statische FEM-Simulationen mit den optimierten Gelenkbolzen im Viertelschnittmodell durchgeführt. Zur Auswertung werden in dieser Arbeit die Simulationsergebnisse exemplarisch für die Kontaktspannungen am Gelenk-A in der Abbildung 9.27 dargestellt. Die Kontaktspannungen zeigen nur geringe Unterschiede in den qualitativen Verläufen. In den Bereichen der Kantenpressungen weichen die Beträge jedoch voneinander ab, sodass die in *Abaqus* ermittelten Kontaktspannungen in diesen Bereichen höhere Spannungsbeträge zeigen. Die Ursache ist durch die Anwendung der h- und p-Methode und den damit verbundenen Elementtypen zu begründen. Da die statischen und dynamischen Vergleichsrechnungen zur Quantifizierung des Optimierungspotenzials konsequent mit *Abaqus* durchgeführt werden, ist eine Gegenüberstellung zwischen der optimierten und der Referenzbolzengeometrie zulässig. Im Vergleich zeigen die in *Abaqus* ermittelten Kontaktspannungen in den Bereichen der Kantenpressung geringere Beträge und somit ein geringeres Optimierungspotenzial. Dennoch wird eine erhebliche Reduzierung der Kontaktspannungen an den optimierten Bolzengeometrien erreicht.

Um die dynamischen Effekte auf die Bolzenbeanspruchungen zu untersuchen, werden die Ergebnisse der DFEM-Simulationen hinsichtlich der Kontaktspannungen und der Vergleichsspannungen nach v. Mises ausgewertet. Die Abbildung 4.21 zeigt den Einfluss der dynamischen Simulation auf die Kontaktspannungen am Beispiel des optimierten Bolzen-A. Zur Auswertung der dynamischen Analyse wird der letzte Zeitschritt der Simulation verwendet. Der Kontaktbereich mit der beweglichen Werkzeugaufspannplatte zeigt qualitativ eine gute Übereinstimmung der statischen und dynamischen Analysen. Es sind nur geringe Abweichungen der maximalen Spannungsbeträge in den Bereichen der konvex geformten Oberfläche zu beobachten. Der Kontaktbereich mit dem Hebel-1 zeigt vergleichbare Kontaktflächengrößen. Es wird deutlich, dass der Bereich der maximalen Kontaktspannungen durch die dynamische Analyse in radialer Richtung auf dem Umfang der Bolzenoberfläche verschoben wird. Darüber hinaus ist eine leichte Zunahme im Betrag zu verzeichnen. Eine mögliche Ursache für die Verschiebung des maximalen Spannungsbereichs ist die elastische Deformation. Der Bolzen ist mit der beweglichen Werkzeugaufspannplatte analytisch gekoppelt und die Relativbewegung somit gesperrt. Resultierend aus der dynamischen Schwenkbewegung zwischen dem Hebel-1 und dem Bolzen kann die elastische Verformung der Bohrung im Hebel-1 infolge des Schließkraftaufbaus in Kombination mit der Relativbewegung diese Verschiebung verursachen.

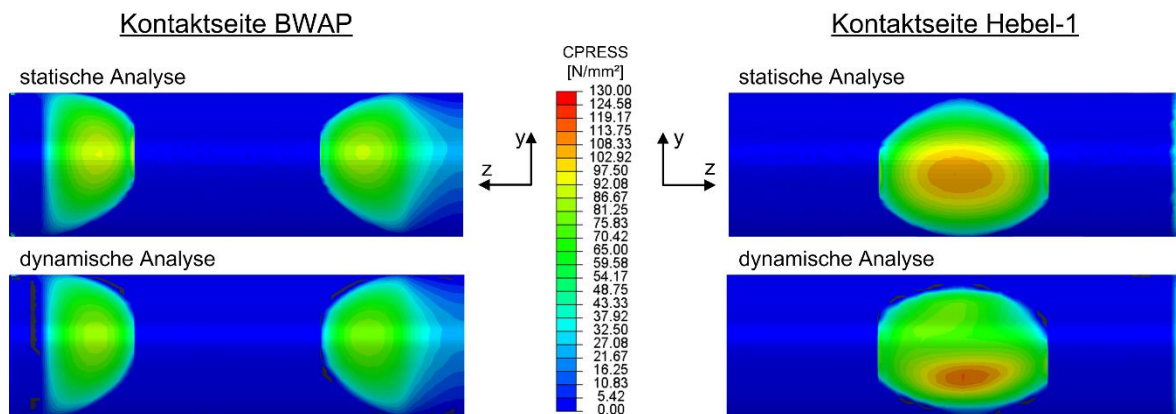


Abbildung 4.21: Vergleich der Kontaktspannungen aus der statischen und dynamischen Analyse am optimierten Bolzen-A

Um den Einfluss der dynamischen Phase und der Phase des Schließkraftaufbaus auf die Beanspruchungen der optimierten Bolzengeometrie zu untersuchen, wird die zeitabhängige Kontaktspannungsverteilung in der Abbildung 4.22 dargestellt. Es werden die Kontaktspannungen über die Bolzenbreite unter Berücksichtigung der Schließzeit aufgetragen. Dabei wird die Aufteilung der dynamischen ($t_0 = 0\text{s}$ bis $t_1 = 0,9\text{s}$) und der Schließkraftaufbauphase ($t_1 = 0,9\text{s}$ bis $t_2 = 1,14\text{s}$) deutlich. Während der dynamischen Phase zeigen die aus der Massenträgheit resultierenden Kräfte einen geringen Einfluss auf die Kontaktspannungen. Erwartungsgemäß erzeugen die Schließkräfte die maximalen Beanspruchungen. Durch die Kontaktspannungen und die Bolzenbreite wird der Vergleich zwischen der statischen und dynamischen Analyse der optimierten Bolzengeometrien mit der Referenzgeometrie ermöglicht. Es ist zu erkennen, dass im Vergleich die Spannungen der statischen Analyse im Kontaktbereich der beweglichen Werkzeugaufspannplatte eine geringe Kantenpressung aufweisen. Der Kontaktbereich mit dem Hebel-1 zeigt hingegen das Spannungsmaximum in der Bolzenmitte. Generell zeigen die Analysen eine deutliche Verbesserung der Kontaktsituation in Bezug auf die Reduzierung der Spannungen.

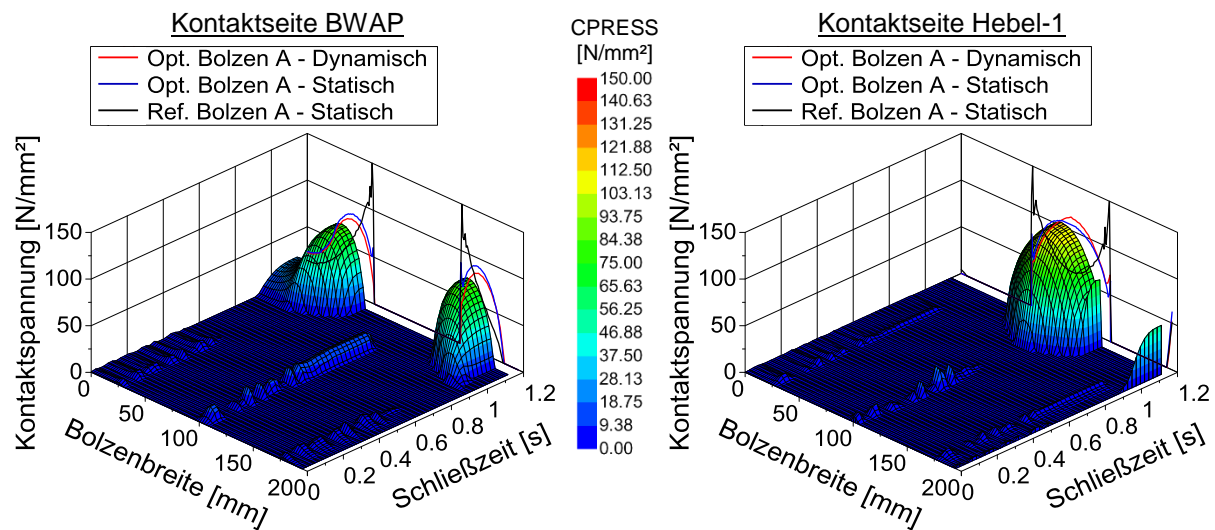


Abbildung 4.22: Zeitabhängige Kontaktspannungsverteilung des optimierten Bolzen-A

Die Darstellung der zeitabhängigen Vergleichsspannungen nach v. Mises über die Bolzenbreite wird in der Abbildung 4.23 gezeigt. Im Kontaktbereich mit der beweglichen Werkzeugaufspannplatte zeigen die statische und dynamische Analyse der optimierten Bolzengeometrie vergleichbare Ergebnisse. Es ist ein Spannungsmaximum im Bereich des konvexen Bolzendurchmessers infolge der Durchbiegung ersichtlich. Die Spannungsbeträge sind mit den Beträgen an der Referenzgeometrie vergleichbar. Es ist eine gleichmäßigere Spannungsverteilung auf einer größeren Fläche zu beobachten. Des Weiteren werden lokale Spannungsgradienten in den Bereichen der Kantenpressung vermieden. Im Kontaktbereich mit dem Hebel-1 zeigen die v. Mises-Spannungen eine ähnliche Charakteristik. Die Hauptnormalspannungen in x-Richtung (im Hauptkraftfluss) und in z-Richtung (Biegespannungen) beeinflussen die Beträge der Vergleichsspannungen nach v. Mises. Somit zeigen auch die Ergebnisse der dynamischen Simulation die größten Beanspruchungen infolge der Bolzendurchbiegung.

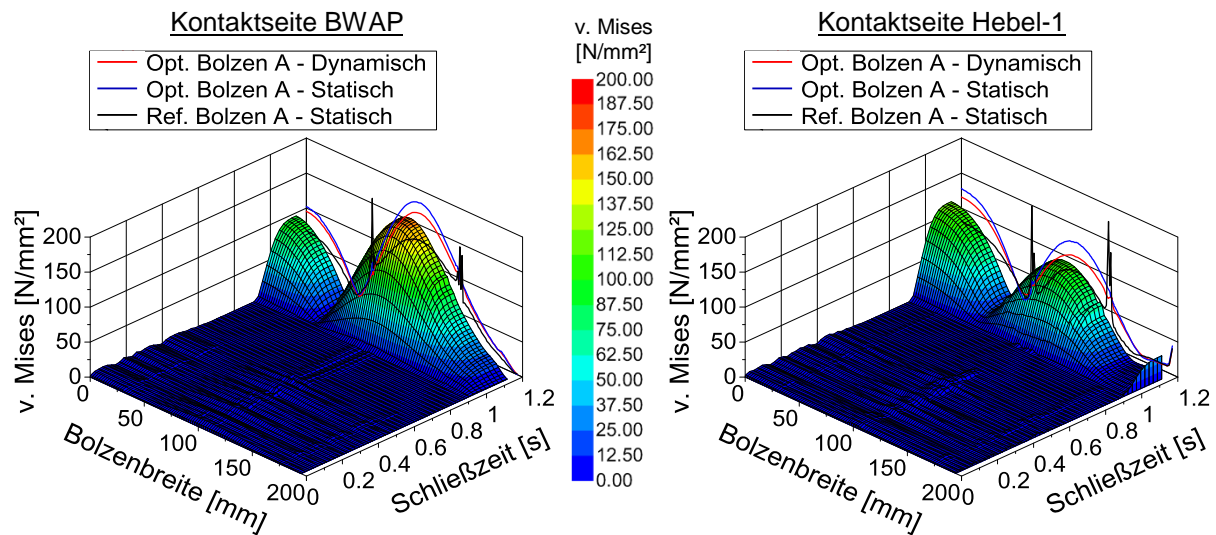


Abbildung 4.23: Zeitabhängige Vergleichsspannung nach v. Mises des optimierten Bolzen-A

Darüber hinaus zeigt die Auswertung der Verschiebung an der festen Werkzeugaufspannplatte, dass die Verschiebung der Feder im Simulationsmodell mit den optimierten Bolzen geringer ist als im Modell mit den Referenzbolzen. Unter Berücksichtigung der Federsteifigkeit resultiert daraus eine Schließkraft von $F_{s,opt} = 227.601 \text{ kN}$. Da die Steifigkeit der Gelenke infolge der Verringerung der Bolzendurchmesser abnimmt, muss zum Aufbau der Schließkraft eine höhere Verformung realisiert werden. Die Auswertungen an den Gelenken-B und -C werden für die Verteilung der Kontaktspannungen in der Abbildung 9.28 und Abbildung 9.30 sowie für die Vergleichsspannungen nach v. Mises in der Abbildung 9.29 und Abbildung 9.31 dargestellt.

4.4 Interpretation der Ergebnisse

Aus den Ergebnissen der Topologieoptimierung konnte abgeleitet werden, dass die Krafteinleitung durch die Kreuzkopfverschiebung zu hohen Beanspruchungen in den Komponenten des Referenz-Kniehebelmechanismus führt. Dies ist durch die geringe Nachgiebigkeit in Biegerichtung sowie der hohen Drucksteifigkeit zu erklären. Eine Aufteilung der Schließkraftaufbauphase in einen dynamischen Teil und einen elastischen Teil führt zu einer erheblichen Reduzierung der Spannungen und zu der finalen Gelenkgeometrie. Dies führt zu einer Verringerung der Rückstellkräfte und zu reduzierten Hauptnormalspannungen in z-Richtung (Biegespannungen). Basierend auf diesen Ergebnissen wurde ein konkretes Designkonzept entwickelt. Durch die Variation der geometriebeschreibenden Parameter konnte die zum Schließkraftaufbau erforderliche Biegung und Stauchung des Federmodells erreicht werden. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass die Reduzierung der Relativbewegungen zwischen den Bolzen und den Gelenken während des Schließkraftaufbaus möglich ist. Auch die Kontaktspannungen am Bolzen-A zeigen im Vergleich zum Referenzbolzen eine Verbesserung im Kontaktbereich zur beweglichen Werkzeugaufspannplatte. Die hohen Spannungsgradienten im Kontaktbereich zum Hebel-1 können durch die Kantenpressung erklärt werden. Am Bolzen-B werden die verringerten Spannungen im Kontaktbereich zum Hebel-1 deutlich. Im Bereich der Krafteinleitung über den Kreuzkopf zeigen sich im Vergleich zum Referenzmodell jedoch höhere Spannungsbeträge. Auf den zusätzlichen Kontaktflächen des Gelenks konnten keine lokalen Spannungsgradienten festgestellt werden. Die Fertigung der finalen Festkörpergelenkgeometrie ermöglicht die experimentelle Verifikation der Wirkmechanismen.

Durch die Parameteroptimierung der rotationssymmetrischen Gelenkbolzen konnte eine beanspruchungsgerechte Geometrie auf Basis konvex geformter Bolzendurchmesser entwickelt werden. Eine

Beschreibung der Bolzenkontur in den hochbeanspruchten Bereichen durch Geometrieparameter bildet die Grundlage für die Optimierungen. Die elastische Verformung der Bolzen ermöglicht über die konvexe Kontur die Vergrößerung der Kontaktflächen und damit die Reduzierung der Beanspruchungen im Kontaktbereich. Auch die lokal hohen Spannungsgradienten in den Bereichen der Kantenpressung konnten erheblich reduziert und ebenfalls auf eine größere Wirkfläche verteilt werden. Die Beträge der Geometrieparameter wurden im Hinblick auf eine fertigbare Bolzenkontur angepasst. Eine abschließende FEM-Analyse ermöglichte die Verifikation der Optimierungsergebnisse.

Als Folge der lokalen Querschnittsverringerung wird jedoch die Gelenksteifigkeit reduziert. Dies führt zu einer Erhöhung der Hauptnormalspannungen in z-Richtung (Biegespannungen) und zum anderen zu einer reduzierten Schließkraft unter Beibehaltung des Werkzeugöffnungshubes. Aus den Ergebnissen konnte abgeleitet werden, dass die Biegespannungen einen hohen Einfluss auf die berechneten Vergleichsspannungen nach v. Mises zeigen. Da in den dynamischen Analysen des Schließvorgangs die erforderliche Schließkraft nicht erreicht werden konnte, kann beispielsweise in weiterführenden Untersuchungen der Werkzeugöffnungshub angepasst werden. Im praktischen Einsatz kann jedoch durch die Formhöhereinstellung der Maschine diesen Effekt kompensieren.

5. Experimentelle Untersuchungen

Das Ziel der experimentellen Untersuchungen ist die Beschreibung der Wirkmechanismen von Festkörpergelenken im Hinblick auf ihre Eigenschaften zur Realisierung der Schließkraft in der Referenz-Kniehebelschließeinheit. Dazu stehen zwei Prüfkörper zur Verfügung, welche durch eine entwickelte Prüfvorrichtung belastet werden und unter der gezielten Ausnutzung des linear-elastischen Werkstoffverhaltens eine der Schließkraft äquivalenten Prüfkraft realisieren sollen. Die Prüfkörper fungieren somit als Festkörpergelenke. Im Kapitel 5.1 wird der konstruktive und messtechnische Aufbau beschrieben, um die grundlegenden Zusammenhänge zwischen der Versuchsdurchführung und dem Abgleich der Simulationsmodelle darzustellen. Es wird das Wirkprinzip aus dem Referenz-Kniehebelmechanismus abgeleitet und auf die Funktionsweise der Prüfvorrichtung übertragen. Dabei unterliegen die Prüfkörper einem Versuchsplan, der das Detektieren des Einflusses von Biege- und Druckspannungen im Prüfkörper ermöglicht. Durch ein numerisches Simulationsmodell werden die optimalen Positionen zur Applizierung der Dehnungsmessstreifen (DMS) und die zu erwartenden Spannungen in den Prüfkörpern ermittelt. Hierzu wird die Einbausituation in der Prüfvorrichtung berücksichtigt. Die messtechnische Erfassung der Kräfte, Wege und der mechanischen Spannungen ermöglicht die Kapitel 5.2 beschriebene Versuchsauswertung. Im Fokus der Versuchsauswertung steht die Realisierung der Prüfkraft in Korrelation mit den erforderlichen Schwenkwinkeln des Kniehebelmechanismus.

5.1 Konstruktiver und messtechnischer Aufbau der Prüfvorrichtung

Aus der in Abbildung 5.1 dargestellten Gesamtansicht der Prüfvorrichtung ist ersichtlich, dass zur Belastung des Prüfkörpers ein Kniehebelmechanismus verwendet wird. Mithilfe eines servohydraulischen Linearzylinders wird die eingeleitete Kraft über die Kniehebel auf die Bolzgelenke des Prüfkörpers übertragen. Die Aktoreinheit ist über die Zylinderanbindung mit den Kniehebelmechanismen verbunden. Beide Prüfkörper werden über Gelenkachsen mit den Biegebalken verbunden. Durch die Konsolen werden die Biegebalken abgestützt. Demzufolge werden die über die Aktoreinheit in das System der Prüfvorrichtung eingeleiteten Kräfte in das Fundament abgeleitet und der Kraftrahmen geschlossen. Somit besteht die Prüfvorrichtung aus drei Hauptbaugruppen, der Aktorik mit der Kniehebelanbindung, der Prüfkörper mit der Anbindung an die Biegebalken sowie den Konsolen.

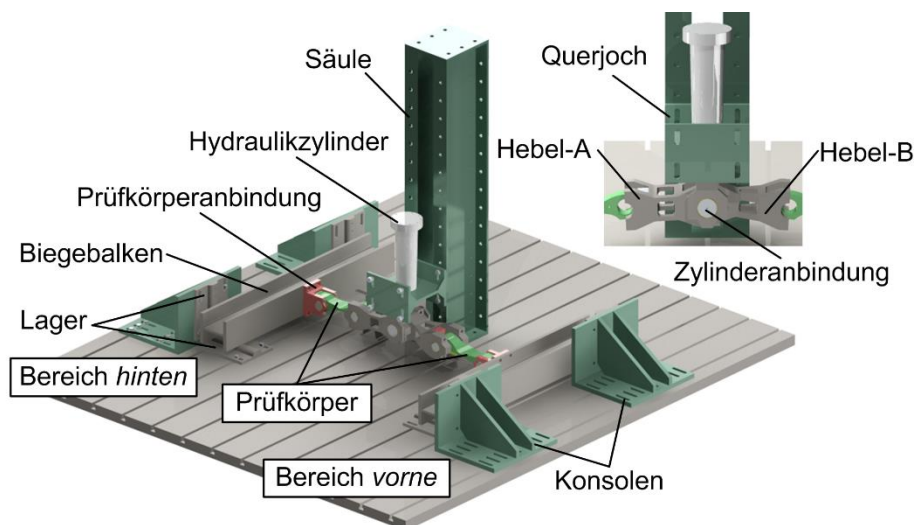


Abbildung 5.1: Darstellung der Prüfvorrichtung als 3D-CAD-Modell

Die Belastungen aus dem Viertelschnittmodell der Referenz-Kniehebelschließereinheit (vgl. Kapitel 3.3.1) wurden auf die Prüfvorrichtung übertragen. Zur Auslegung und Dimensionierung der Komponenten und Baugruppen der Prüfvorrichtung wurden die Beanspruchungsanalysen mithilfe der FEM durchgeführt. Insbesondere die Beanspruchungen von Bauteilen mit komplexer Geometrie wie z.B. die Kniehebel, die Zylinderanbindung und die Prüfkörper wurden numerisch bestimmt. Die Tragfähigkeit der Gelenkbolzen in den Kniehebeln und Prüfkörpern wurde nach DIN 743 [DI00] dimensioniert während die Schraubverbindungen entsprechend der VDI-Richtlinie 2230 [VD11] ausgelegt wurden.

5.1.1 Funktionsprinzip und Konstruktion der Prüfvorrichtung

Um eine äquivalente Prüfbelastung zu ermöglichen wird das Wirkprinzip des Kraftflusses von dem Referenz-Kniehebelsystem auf die Konstruktion der Prüfvorrichtung übertragen. Durch die Verschiebung des Kreuzkopfes wird der Referenz-Kniehebelmechanismus in die Strecklage geführt. Erst die Elastizitäten der Komponenten des Referenzsystems und des Spritzgießwerkzeuges ermöglichen den Schließkraftaufbau infolge des Durchstreckens. Aus der Kreuzkopfbewegung resultieren simultan Winkeländerungen in den Gelenken und ein hoher Kraftanstieg. Der Kraftrahmen des Referenz-Kniehebelsystems wird durch die hintere Abstützplatte, die Holme sowie die feste Werkzeugaufspannplatte geschlossen. Eine Übertragung des Wirkprinzips auf die Prüfvorrichtung ermöglicht den Aufbau der Prüfkraft infolge der Kraftübersetzung zwischen dem servohydraulischen Linearzylinder und den Biegebalken mithilfe der Kniehebel. Der Prüfkörper wird sowohl mit dem Kniehebel als auch mit dem Biegebalken über Bolzengelenke verbunden. Die zusätzlichen Kontaktflächen am Prüfkörper ermöglichen die Entlastung der Bolzen im Hauptkraftfluss. Analog zum Wirkprinzip des Referenz-Kniehebelsystems wird eine translatorische Bewegung des Prüfkörpers in Kraftflussrichtung primär durch die Elastizität des Biegebalkens ermöglicht. Die konstruktive Ausführung des Prüfkörpers ermöglicht die realitätsnahe Berücksichtigung der Winkeländerungen in den Gelenken sowie die Entlastung der Bolzen durch die zusätzlichen Kontaktflächen. In der Abbildung 5.2 wird der Kraftfluss in den Kniehebeln des Referenzsystems und der Prüfvorrichtung abgebildet.

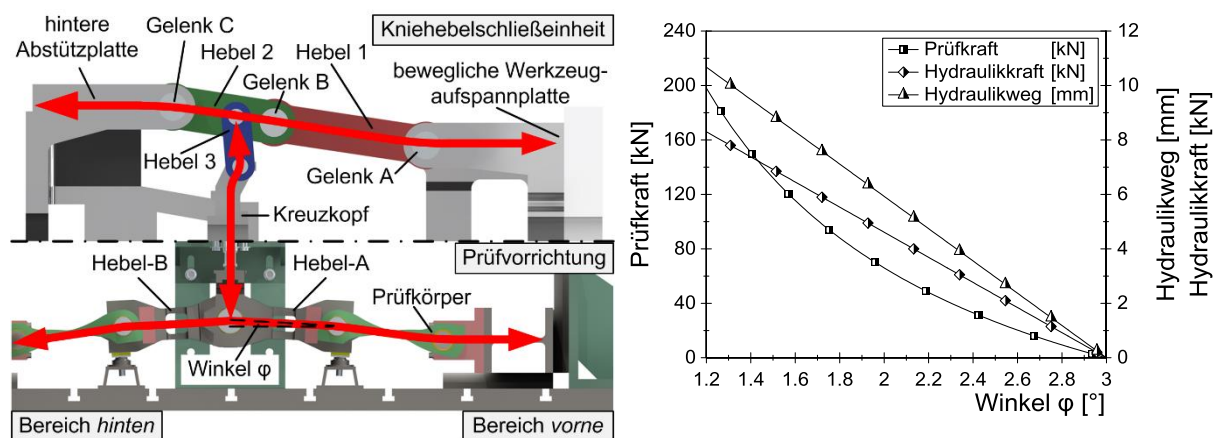


Abbildung 5.2: Darstellung des Wirkprinzips zur Kraftübertragung von der Referenz-Kniehebelschließereinheit auf die Prüfvorrichtung

Durch die Übersetzung soll eine der Schließkraft entsprechende Prüfkraft realisiert werden. Der servohydraulische Linearzylinder überführt die Kniehebel-A und -B unter Berücksichtigung des aus dem Optimierungsmodell abgeleiteten Schwenkwinkel φ (Winkel zwischen Hebel-A / -B und der horizontalen Ebene) in die Strecklage, ohne die Totlage des Kniehebelsystems zu erreichen. Somit werden die Zustände ab dem drucklosen Werkzeugkontakt bis zur max. Schließkraft in der Prüfvorrichtung berück-

sichtigt. Infolge der Übersetzung und der linearen Hydraulikkraft wird die Prüfkraft nicht-linear realisiert. Ein Abgleich der Prüfkraft wird durch die gemessenen Spannungen am Prüfkörper ermöglicht. Unter Berücksichtigung der Gelenkabstände und des erforderlichen maximalen Schwenkwinkels wird eine äquivalente Verschiebung der Kolbenstange berechnet. Diese entspricht dem maximalen Hydraulikweg und ist im Kapitel 5.2 näher erläutert.

Der servohydraulische Linearzylinder wird an einem Querjoch zwischen den Säulen der Prüfvorrichtung montiert und bildet über die mit dem Fundament verschraubten Säulen einen Teil des geschlossenen Kraftrahmens. Konstruktiv werden der Hydraulikaktor und die beiden Kniehebel über Gleitlagerelemente mit der zentralen Gelenkachse verbunden, um die Schwenkbewegungen zu ermöglichen. Eine translatorische Bewegung der mit den Prüfkörpern verbundenen Gelenkachsen wird ermöglicht. Die durch den Hydraulikaktor erzeugten Kräfte F_{Hy} wirken auf die zentrale Gelenkachse der Kniehebelbaugruppe und werden infolge der Kniehebelgeometrie in die an den Prüfkörpern angreifende Prüfkraft $F_{Prüf}$ übersetzt. Dieser Zusammenhang ermöglicht die Realisierung hoher Prüfkraft bei gleichzeitig geringen Hydraulikkraften. In der Abbildung 5.3 (a) wird der servohydraulische Linearzylinder in der Einbausituation der Prüfvorrichtung dargestellt. Eine detaillierte Einzelteildarstellung der Kniehebelbaugruppe wird in der Abbildung 5.3 (b) visualisiert.

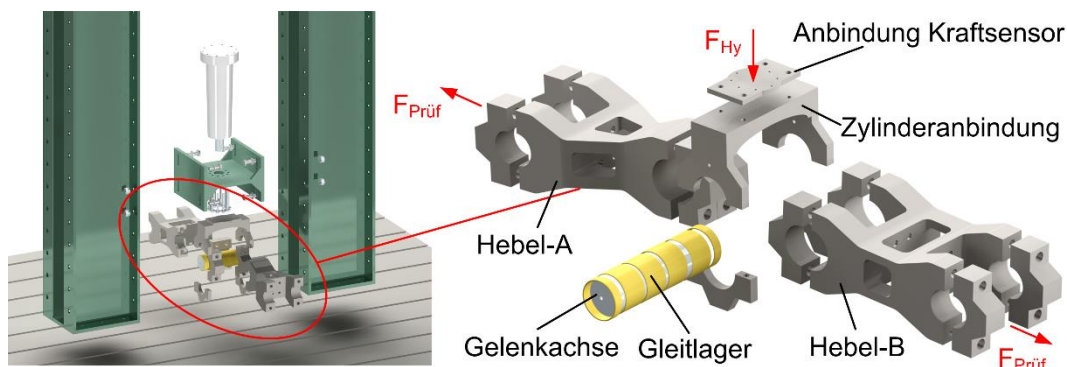


Abbildung 5.3: 3D-CAD-Modelle der Anbindung an den Hydraulikaktor (a) und Detailansicht der Kniehebelbaugruppe (b)

Durch den Einsatz der Konsolen wird zum einen die Abstützung der beiden Biegebalken ermöglicht und zum anderen können über die Abstandsvariationen die Durchbiegung der Biegebalken und somit die Steifigkeiten angepasst werden. Um den Einfluss der Konsolenbreite auf den Biegelinienverlauf der Biegebalken zu verhindern (z.B. Abstützeffekte), wird die Auflagefläche durch den Einsatz konvex geformter Lager minimiert. Darüber hinaus wird durch die Verschraubung der Konsolen mit dem Fundament der Kraftrahmen geschlossen, sodass die durch den Hydraulikaktor eingeleiteten und auf ein Vielfaches übersetzten Prüfkraften in das Fundament abgeleitet werden können. Zur Einbindung der Prüfkörper in die Struktur der Prüfvorrichtung muss die Prüfkörperanbindung zum einen die Austauschbarkeit der Prüfkörper und zum anderen die Austauschbarkeit der zusätzlichen Kontaktflächen gewährleisten. Analog wird die Austauschbarkeit der zusätzlichen Kontaktflächen in den Kniehebeln durch Schraubenverbindungen ermöglicht. Der Aufbau der Prüfkörperanbindung wird mithilfe einer Einzelteildarstellung in der Abbildung 5.4 visualisiert.

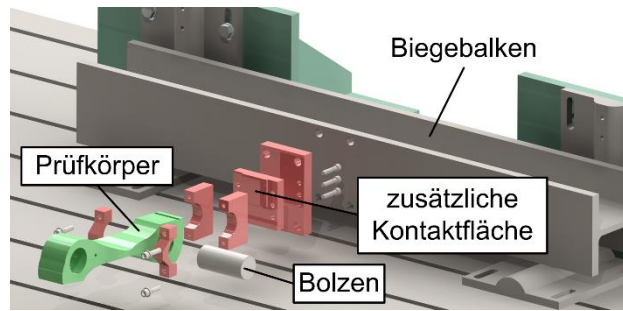


Abbildung 5.4: 3D-CAD-Darstellung der Prüfkörperanbindung an die Biegebalken

Die Durchbiegung der Biegebalken in Abhängigkeit der Konsolenabstände wurde mithilfe der FEM berechnet. Die Verifikation erfolgte durch die Kalibrierung der am Biegebalken applizierten Messsensoren.

5.1.2 Aufbau der Messkette und Steuerung

Die messtechnische Erfassung der Kräfte und Wege am Hydraulikaktor und den Biegebalken gibt Aufschluss über die Belastungen der beiden Prüfkörper und zum Übersetzungsverhältnis. Zur Quantifizierung der Beanspruchungen und zur Verifikation der numerischen Simulation werden die Bauteilspannungen an der Ober- und Unterseite der Prüfkörper gemessen. Des Weiteren ist die Messung der Kraft- und Wegsignale für die Einbindung in die Steuerung der Zentralhydraulik erforderlich, um die entsprechenden Prozeduren zur Bauteilprüfung zu realisieren. Um die gemessenen Signale der Kräfte, Wege und Spannungen in der Versuchsauswertung zu interpretieren, werden in der Abbildung 5.5 die Positionen der entsprechenden Sensoren abgebildet.

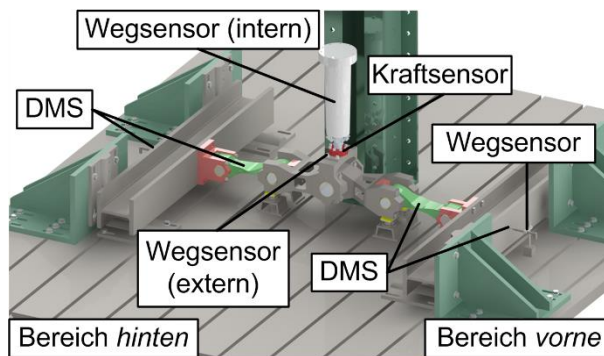


Abbildung 5.5: Übersicht zur Positionierung der Kraft- und Wegsensoren sowie der Dehnungsmessstreifen

Die Kraftmessung basiert auf dem Prinzip der Dehnungsmessung infolge einer mechanischen Belastung des Messsensors und ist somit analog zu den Messungen mithilfe der DMS, sodass die Dehnungen in eine äquivalente Kraft umgerechnet werden. Der Kraftmesssensor wird zwischen der Kolbenstange des servohydraulischen Linearzylinders und der zentralen Gelenkachse implementiert, um zur Steuerung der Prüfvorrichtung die Hydraulikkräfte messtechnisch zu erfassen. Eine Kalibrierung des Kraftmesssensors erfolgte durch die Belastung mit definierten Gewichten.

Die externen Wegmesssensoren werden in der Prüfvorrichtung zum einen zur Messung des Kolbenstangenhubs und zum anderen zur Messung der Durchbiegung an den Biegebalken eingesetzt. Der externe Wegmesssensor am Hydraulikaktor ermöglicht eine höhere Auflösung des gemessenen Wegsignals im Vergleich zum internen Wegmesssensor der Zylindereinheit. Dabei wird die Verschiebung der Kolbenstange relativ zum Querjoch gemessen. Um eine Auswertung zur Steifigkeit der Biegebalken zu ermög-

lichen, wird die maximale Durchbiegung in der vertikalen und horizontalen Symmetrieachse beider Biegebalken gemessen. Dabei wird die Durchbiegung relativ zum Fundament gemessen. Eine Kalibrierung der Wegmesssensoren wird durch eine Messschraube mit einer Ablesegenauigkeit von $0,01\text{ mm}$ durchgeführt. Dabei betragen die Messbereiche des externen Wegmesssensors an der Kolbenstange $s_{\text{Mess},K} = 0 - 20\text{ mm}$ und der Sensoren zur Erfassung der Durchbiegung an den Biegebalken $s_{\text{Mess},B} = 0 - 2\text{ mm}$.

Der Einsatz von DMS ermöglicht zum einen die Messung der Kräfte an den Biegebalken und zum anderen der Bauteilspannungen an den Prüfkörpern. Das Messen der Längsdehnungen auf den Rückseiten der Biegebalken ermöglicht die Berechnung der Kräfte. Die Bauteildehnungen werden auf das DMS-Gitter übertragen, wodurch eine Änderung des elektrischen Widerstandes infolge der Querschnittsänderung des DMS-Materials hervorgerufen wird. Entsprechend dem ohmschen Gesetz wird eine Änderung der elektrischen Spannung verursacht, sodass die Widerstandsänderungen durch eine Wheatstonebrücke gemessen werden können. [Ho87] Die Längsdehnungen an den Biegebalken werden mithilfe einer Vollbrückenschaltung und die Druck- und Biegespannungen an den Prüfkörpern mithilfe einer Halbbrückenschaltung messtechnisch erfasst. Folglich sind die Änderungen der elektrischen Spannung und die Bauteildehnungen linear abhängig. Im Bereich des linear-elastischen Werkstoffverhaltens sind die wirkenden Kräfte und die daraus resultierenden Dehnungen zueinander proportional. Ein analoges Verhalten zeigen die Bauteilspannungen und die Dehnungen. Durch eine Kalibrierung können den Dehnungen entsprechende Kraft- bzw. Spannungswerte zugeordnet werden. Demzufolge können mithilfe der DMS sowohl die Kräfte an den Biegebalken als auch die Bauteilbeanspruchungen an den Prüfkörpern gemessen werden. Zur Kalibrierung müssen die Verschaltung der Widerstände in der Wheatstonebrücke sowie das Material der DMS und der Bauteile bekannt sein. Es werden in dieser Arbeit die DMS der Biegebalken mechanisch und die DMS der Prüfkörper elektrisch kalibriert. In Kombination mit einem Kraftmesssensor wird über eine hydraulische Presse eine definierte Kraft auf die Biegebalken aufgebracht, sodass die mechanische Kalibrierung der DMS-Messkette eine lineare Abhängigkeit der Kraft und der Dehnung ermöglicht. Eine mechanische Kalibrierung der Prüfkörper ist infolge der komplexen Querschnittsgeometrie in Kombination mit den hohen Prüfkraften nicht möglich.

Um die optimale Position der DMS auf der Ober- und Unterseite der Prüfkörper und die Beanspruchungen in den Prüfkörpern unter Berücksichtigung der Einbausituation in der Prüfvorrichtung zu ermitteln, wird ein Modell zur Simulation mithilfe der FEM erstellt. Das in der Abbildung 5.6 dargestellte Simulationsmodell ist ein Halbschnittmodell der Prüfvorrichtung unter Berücksichtigung der Symmetrieeigenschaften in der y-z-Ebene und umfasst die dargestellten Komponenten. Als Belastung in der FEM-Analyse wird der im Kapitel 5.2 ermittelte maximale Hydraulikweg definiert, sodass die Zuordnung zum erforderlichen Schwenkwinkel möglich ist. Ein Federmodell berücksichtigt die Elastizität der Biegebalken und ermöglicht somit die Realisierung der Prüfkraft. Die zusätzlichen Kontaktflächen befinden sich zu Beginn der Versuchsdurchführung und somit zu Beginn der Simulationen in Kontakt. Es werden die für den Prüfkraftaufbau erforderliche elastische Verformung und die daraus resultierenden Spannungen in der Simulation ermittelt. Um ein vorzeitiges Bauteilversagen zu verhindern, wird die Vergleichsspannung nach v. Mises als Grenzwert für die Prüfbelastungen herangezogen.

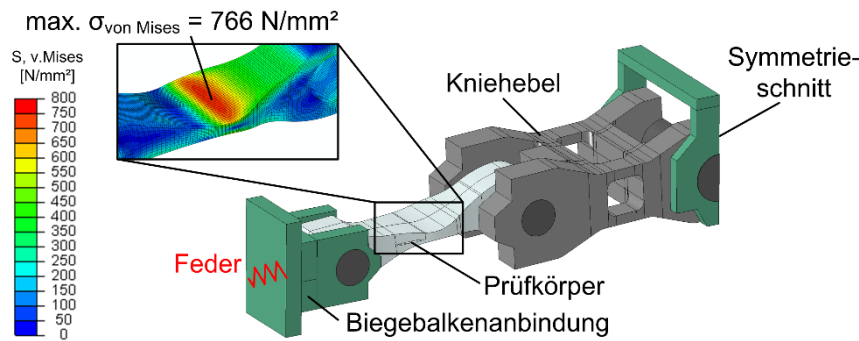


Abbildung 5.6: Hauptnormalspannungen in z-Richtung und Positionierung der DMS am Prüfkörper

Da die Hauptnormalspannungen in x-Richtung (Druckspannungen) einen höheren Betrag aufweisen, wird der Werkstoff Toolox-44 mit einer hohen Streckgrenze ($R_{e,Toolox}$) ausgewählt. Die DMS werden in den Bereichen der maximalen v. Mises-Spannungen an der Ober- und Unterseite positioniert. Eine Auslegung der DMS-Messstellen wird durch die Dehnungen in diesen Bereichen durchgeführt.

Die Messsignale der externen Wegmesssensoren und der DMS werden durch einen externen Messverstärker aufbereitet und sowohl im Messrechner als auch in der internen Rechneinheit der Zentralhydraulik gespeichert. Darüber hinaus wird durch die Rechneinheit der Zentralhydraulik das gemessene Kraftsignal verstärkt und gespeichert sowie an den Messrechner weitergeleitet. Die Abbildung 9.32 zeigt das Blockschaltbild des messtechnischen Aufbaus und die Einbindung der Messsignale in die Steuerung der Prüfvorrichtung. Um die Prüfkörper und die Aktorik vor einer Überlastung durch eine zu große Kraft zu schützen, wird der Kraftmesssensor zwischen dem Hydraulikaktor und der zentralen Gelenkeinheit (Abbildung 5.5) in die Steuerung eingebunden. Die Versuchsprozeduren werden mit einem vorgegebenen Kraftprofil durchgeführt und entsprechen daher einer Kraftregelung. In der Messtechnik wird der Hydraulikweg überwacht, sodass eine Zuordnung zum Schwenkwinkel möglich ist. In der Tabelle 9.9 werden die Bezeichnungen und die Nomenklatur der Messgrößen und -kanäle aufgeführt.

5.2 Experimentelle Untersuchung der Wirkmechanismen

In der Steuerung der Zentralhydraulik wird zur Versuchsdurchführung die maximale Hydraulikkraft definiert. Die Hydraulikkraft wird durch eine Rampenfunktion in der Steuerung in einem Zeitraum von $\Delta t_{Start} = 10\text{ s}$ realisiert und für einen Zeitraum von $\Delta t_{Last} = 10\text{ s}$ konstant gehalten, sodass mögliche Effekte durch Setzvorgänge ausgeschlossen und somit reproduzierbare Versuche realisiert werden können. Zur Entlastung des Systems wird die Kolbenstange in einem Zeitraum von $\Delta t_{Ende} = 10\text{ s}$ in die Lage der Nulllast zurückgeführt. Die Entwicklung der Prüfkörpergeometrie führte zu einer Aufteilung der Schließkraftaufbauphase in einen dynamischen und einen elastischen Anteil, sodass ein Schwenkwinkel von $\varphi_{Prüf} = 1,8^\circ$ resultiert. Unter Berücksichtigung des konstruktiven Aufbaus der Prüfvorrichtung ist dieser Schwenkwinkel einem Hydraulikweg (Hub der Kolbenstange) von $s_{Hy,max} = 10,67\text{ mm}$ äquivalent. Während dieses Schwenkwinkels bzw. Hubes der Kolbenstange muss die maximale Prüfkraft realisiert werden. Dabei entspricht die Lage der Kolbenstange bei Nulllast einem Startwinkel von $\varphi_{Prüf,Start} = 3,0^\circ$ und bei Endlage $s_{Hy,max}$ einem Winkel von $\varphi_{Prüf,Ende} = 1,2^\circ$. Bei diesem Winkel befinden sich die zusätzlichen Kontaktflächen unbelastet im Kontakt. Die Winkel werden aus den Positionen der Gelenkachsen ermittelt. Der Abbildung 5.2 können die Zusammenhänge zwischen der Hydraulikkraft und -weg sowie der Prüfkraften in Korrelation zum Schwenkwinkel entnommen werden. Die Korrelation zwischen dem translatorischen Kolbenhub und dem Schwenkwinkel führt zu einem

Durchstrecken der Kniehebel in der Prüfvorrichtung, ohne dass die selbsthemmende Totlage des Kniehebelsystems erreicht wird. Infolge der mechanischen Übersetzung resultieren sehr große Kräfte an den Biegebalken, sodass die Definition maximaler Hydraulikkräfte die Sicherheit und Durchführbarkeit der Versuche gewährleisten soll. Eine Übersicht zu den Belastungsstufen und den Versuchsbezeichnungen wird in der Tabelle 5.1 aufgeführt.

Tabelle 5.1: Übersicht zu den Versuchsbezeichnungen und den Hydraulikkräften

Versuchsbezeichnung	VV04	VV05	VV06	VV07	VV08	VV09	VV10	VV11	VV12	VV13	VV14	VV15	VV16
Hydraulikkraft [kN]	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30

Im weiteren Verlauf dieses Kapitels werden die Wirkmechanismen des Prüfkörpers am Beispiel der Biege- und der Druckspannungen beschrieben. Zur detaillierten Spannungsanalyse werden die theoretischen Spannungsanteile in der Abbildung 5.7 in Rot dargestellt. Es ist zu erkennen, dass auf der Prüfkörperoberseite eine Überlagerung von Biegespannungen σ_B und Druckspannungen σ_D existiert.

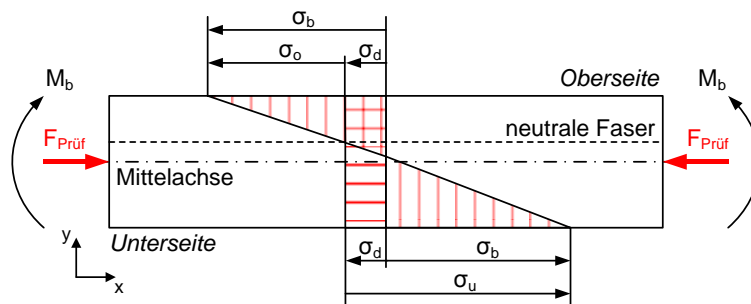


Abbildung 5.7: Schematische Darstellung der Druck- und Biegebeanspruchungen am Prüfkörper (nach [Ho87])

Um aus den am Prüfkörper gemessenen Bauteilspannungen die Anteile der Biege- und Druckspannungen zu berechnen, werden die Biegespannungen nach Gl. 5-1 und die Druckspannungen entsprechend der Gl. 5-2 berechnet [Ho87].

$$\sigma_B = \frac{1}{2}(\sigma_u - \sigma_o) \quad \text{Gl. 5-1}$$

$$\sigma_D = \frac{1}{2}(\sigma_u + \sigma_o) \quad \text{Gl. 5-2}$$

Die Spannungsanteile werden im weiteren Verlauf der Versuchsauswertungen gegenübergestellt und deren Einfluss auf die Wirkmechanismen des Prüfkörpers als Festkörpergelenk diskutiert.

5.2.1 Einfluss der Biegespannung

Die Versuchsdurchführung wurde in aufsteigender Reihenfolge entsprechend der Tabelle 5.1 umgesetzt. Um die Vergleichbarkeit mit dem Schwenkwinkel zu ermöglichen, werden in der Abbildung 5.8 sowohl die Kräfte (Hydraulik und Biegebalken) als auch die gemessenen Bauteilspannungen über dem Hydraulikweg (Hub der Kolbenstange) dargestellt. Die Marker in den Verläufen der Messgrößen entsprechen in aufsteigender Reihenfolge den Versuchsbezeichnungen aus Tabelle 5.1 (VV04 bis VV16). Darüber hinaus werden die Bezeichnungen der Messgrößenverläufe in den Legenden der folgenden Diagramme entsprechend der Tabelle 9.9 gewählt. So wird eine Unterscheidung der Kräfte und Spannungen an den vorderen und hinteren Biegebalken bzw. Prüfkörpern deutlich.

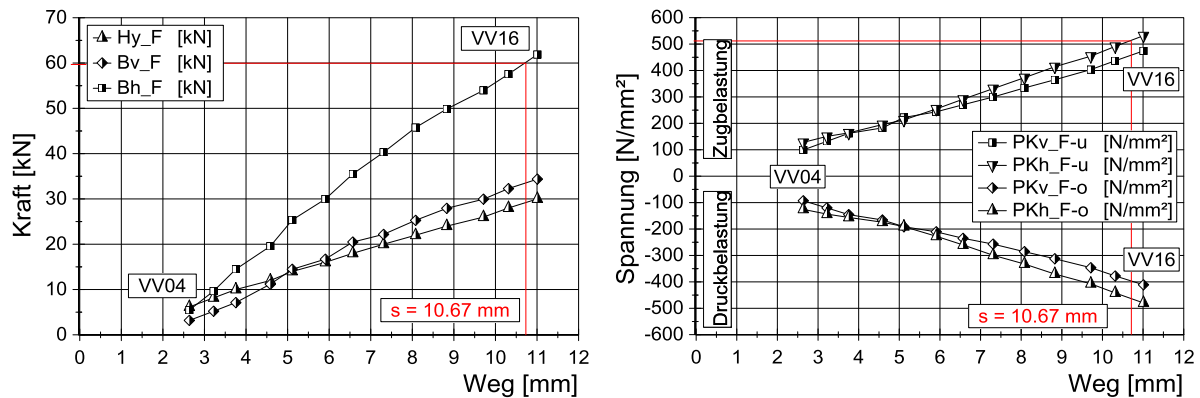


Abbildung 5.8: Kraft-Weg-Diagramm und Spannung-Weg-Diagramm zur Untersuchung des Einflusses auf die Biegespannungen

Die Auswertungen zeigen, dass durch den Versuch VV16 der notwendige Hydraulikweg erreicht wurde. Das entspricht einer Hydraulikkraft von $F_{\text{Prüf,Biegung}} = 59 \text{ kN}$. Aus den Kräften an den Biegebalken kann die prinzipielle Funktionsweise der mechanischen Übersetzung abgeleitet werden. Die geforderte Schließkraft wird jedoch nicht erreicht. Demzufolge zeigen die gemessenen Bauteilspannungen im Vergleich zur FEM-Analyse einen Betrag von ca. 63% der Hauptnormalspannungen. Um die Abweichungen zu quantifizieren, werden die Biege- und Druckspannungen entsprechend der Gl. 5-1 und Gl. 5-2 berechnet und in der Abbildung 5.9 dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass ein erheblicher Teil der elastischen Verformung in die Biegung der Prüfkörper umgesetzt wird. Eine exemplarische Auswertung des Versuchs VV16 zeigt, dass der für den Schließkraftaufbau benötigte Anteil der Druckspannung ca. 7 % der Biegespannung beträgt.

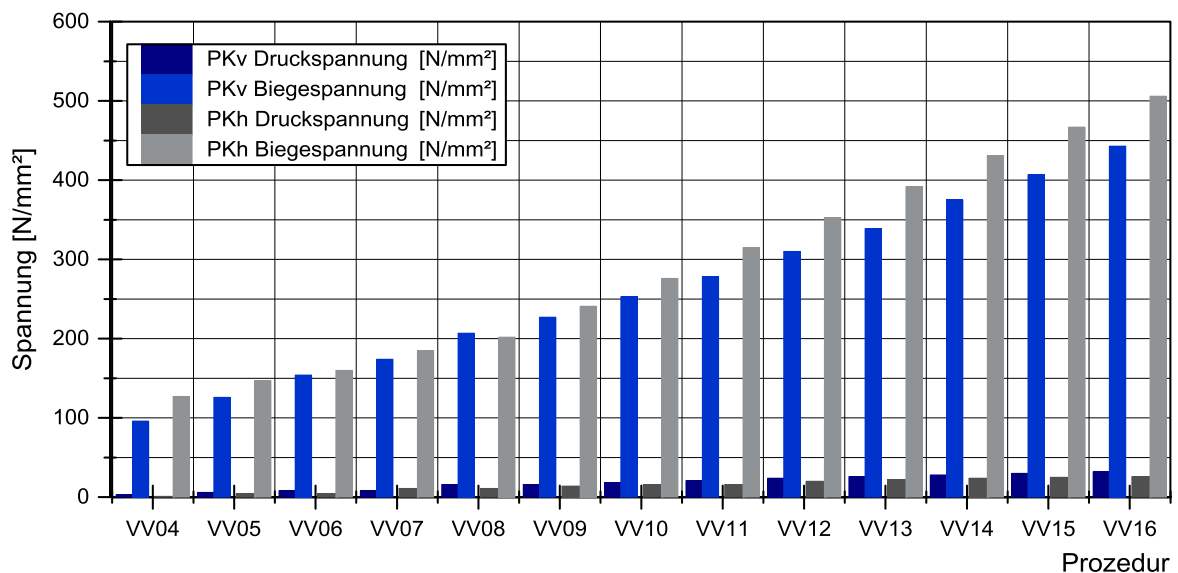


Abbildung 5.9: Gegenüberstellung der Biege- und Druckspannungen am vorderen und hinteren Biegebalken zur Untersuchung der Biegespannungen

Aus den Druckspannungen und der Querschnittsfläche des Prüfkörpers im Bereich der applizierten DMS wird die auf den Biegebalken wirkende Druckkraft berechnet. Eine Gegenüberstellung der berechneten Druckkräfte und der gemessenen Biegebalkenkräfte wird in der Abbildung 5.10 abgebildet.

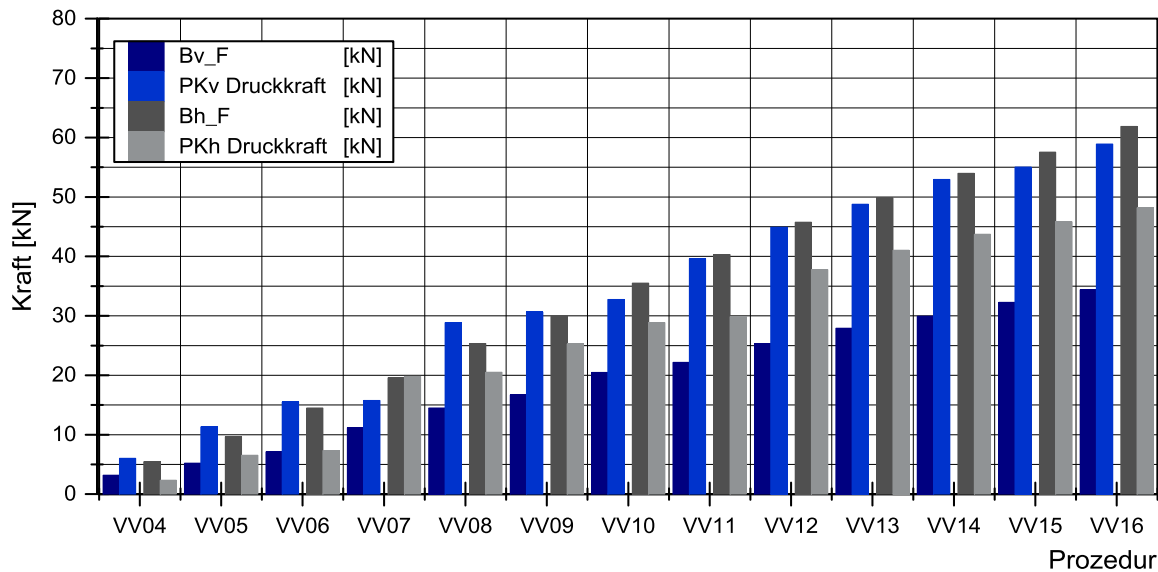


Abbildung 5.10: Gegenüberstellung der berechneten Druckkräfte und gemessenen Kräfte am vorderen und hinteren Biegebalken zur Untersuchung der Biegespannungen

Die Auswertung zeigt, dass die im vorderen Prüfkörper auftretende Druckkraft größer als die gemessene Kraft am Biegebalken ist. Am hinteren Biegebalken ist ein konträres Verhalten zu beobachten. Dieser Effekt ist durch die elastische Deformation der Biegebalken zu begründen und wird im Kapitel 5.2.3 näher beschrieben. Die Versuche zeigen jedoch deutlich, dass die Wirkmechanismen am Prüfkörper von dem Verhältnis der Biege- und Druckspannungen abhängen. Demzufolge werden die Wirkmechanismen durch die Einbausituation und die Ausrichtung der Prüfkörper zum Hauptkraftfluss maßgeblich beeinflusst. In der Abbildung 9.33 werden die gemessenen Kräfte und die Verformungen infolge der Durchbiegung des vorderen und hinteren Biegebalkens gegenübergestellt. Es ist ein deutlicher Steifigkeitsunterschied des vorderen und des hinteren Biegebalkens zu erkennen, der ebenfalls einen Einfluss auf die Prüfkörperspannungen und somit auf die gemessenen Kräfte hat. Darüber hinaus wird ausschließlich für den Versuch VV08 sowohl am vorderen als auch am hinteren Biegebalken eine Abnahme der Balkendeformation gemessen. Diese Unstetigkeit ist in den gemessenen Bauteilspannungen sowie Kräften (Abbildung 5.9, Abbildung 5.10) nicht zu beobachten. Eine mögliche Ursache kann ein Verklemmen in den Bereichen der Bolzenkontakte der Kniehebelmechanik infolge zu hoher Reibung sein.

5.2.2 Einfluss der Druckspannung

Der Einfluss der Biegespannungen auf die Wirkmechanismen konnte in der Auswertung im Kapitel 5.2.1 belegt werden. Es konnte gezeigt werden, dass ein erheblicher Teil der durch die Hydraulik erzeugten Kraft in die Biegebeanspruchungen der Prüfkörper umgesetzt wird. Demzufolge kann durch die mechanische Übersetzung die Schließkraft nicht in dem vorgeschriebenen Hydraulikweg bzw. Schwenkwinkel erreicht werden. Dies ist durch die Einbausituation bzw. die Ausrichtung der Prüfkörper zum Hauptkraftfluss zu begründen. Als primäre Ursache ist hierfür die Deformation der Biegebalken zu nennen, welche im Kapitel 5.2.3 näher erläutert werden. Um den Einfluss der Druckspannungen auf den Schließkraftaufbau zu quantifizieren, ist die Neupositionierung des Prüfkörpers zum Hauptkraftfluss erforderlich. In der Abbildung 5.11 wird der Einfluss aus der Biegebalkendeformation auf die Hebelposition sowie die konstruktive Neupositionierung der Prüfkörper dargestellt.

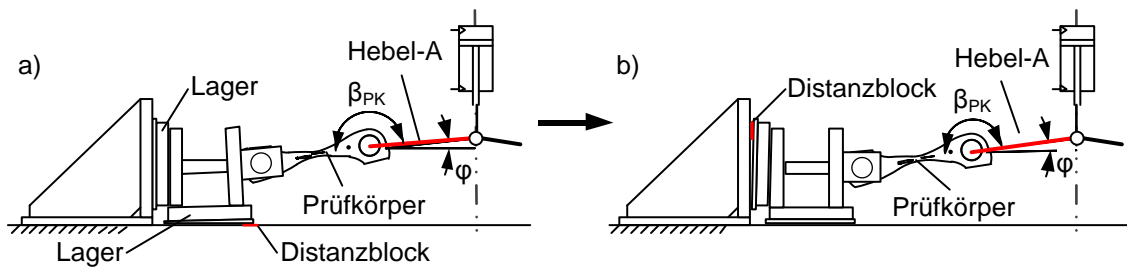


Abbildung 5.11: Konstruktive Optimierung der Prüfvorrichtung zur Beschreibung des Einflusses der Druckspannungen auf den Schließkraftaufbau

Durch die konstruktiven Änderungen wird der Biegebalken um einen Winkel von ca. 1 Grad gedreht. Durch die Abstände der Gelenkachsen des Prüfkörpers wird dieser in einem flacheren Winkel zum Hauptkraftfluss positioniert. Der erforderliche Schwenkwinkel wird weiterhin über den Hub der Kolbenstange realisiert, sodass die unbelastete Nulllage neu definiert werden muss. In der Abbildung 5.12 werden die Kräfte (Hydraulik und Biegebalken) sowie die gemessenen Bauteilspannungen über den Hydraulikweg dargestellt. Es wird deutlich, dass infolge der Neupositionierung die Kräfte am vorderen und hinteren Biegebalken um die Faktoren 2,44 und 2,41 gesteigert werden konnten. Die exemplarische Auswertung der Kräfte am hinteren Biegebalken zeigen für den erforderlichen Hydraulikweg einen Betrag von $F_{\text{Prüf, Druck}} = 148 \text{ kN}$, welcher bereits mit dem Versuch VV14 erreicht wird. Die Versuche VV15 und VV16 dienen zur Vergleichbarkeit mit den Einflussuntersuchungen der Biegespannung. Es kann gezeigt werden, dass durch diese Versuche ein maximaler Hydraulikweg von $s_{\text{Hy, tot}} = 13,2 \text{ mm}$ erreicht wird und damit das Kniehebelsystem kurz vor der selbsthemmenden Totlage steht. Die daraus resultierenden Kräfte am Biegebalken zeigen Beträge von bis zu $F_{\text{Prüf, tot}} = 174 \text{ kN}$.

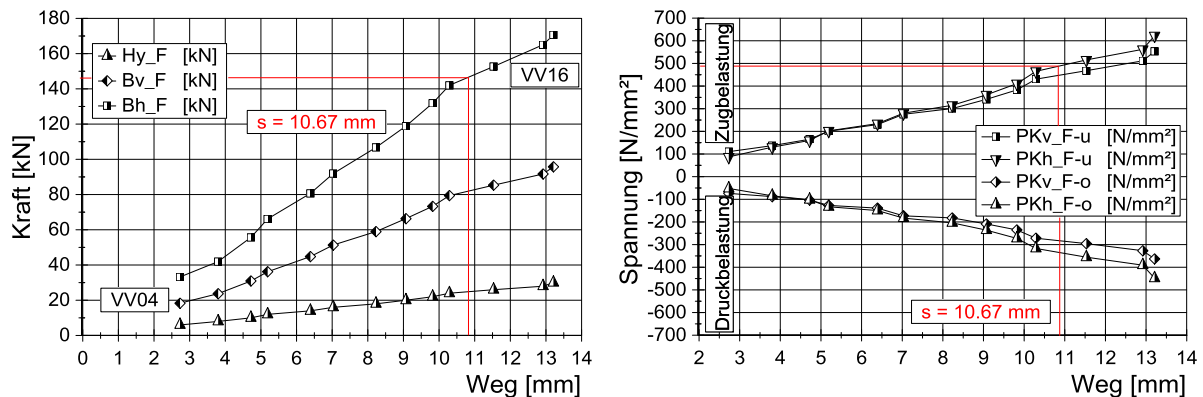


Abbildung 5.12: Kraft-Weg-Diagramm und Spannung-Weg-Diagramm zur Untersuchung des Einflusses auf die Druckspannungen

Die Auswertung der gemessenen Prüfkörperspannungen und den daraus berechneten Biege- und Druckspannungen wird in der Abbildung 5.13 dargestellt. Es wird gezeigt, dass die Erhöhung der gemessenen Kräfte an den Biegebalken nicht im gleichen Maße zu einer Erhöhung der Prüfkörperspannungen führen. Die Beträge der resultierenden Druckspannungen zeigen jedoch einen deutlichen Zuwachs während die Biegespannungen näherungsweise konstant bleiben.

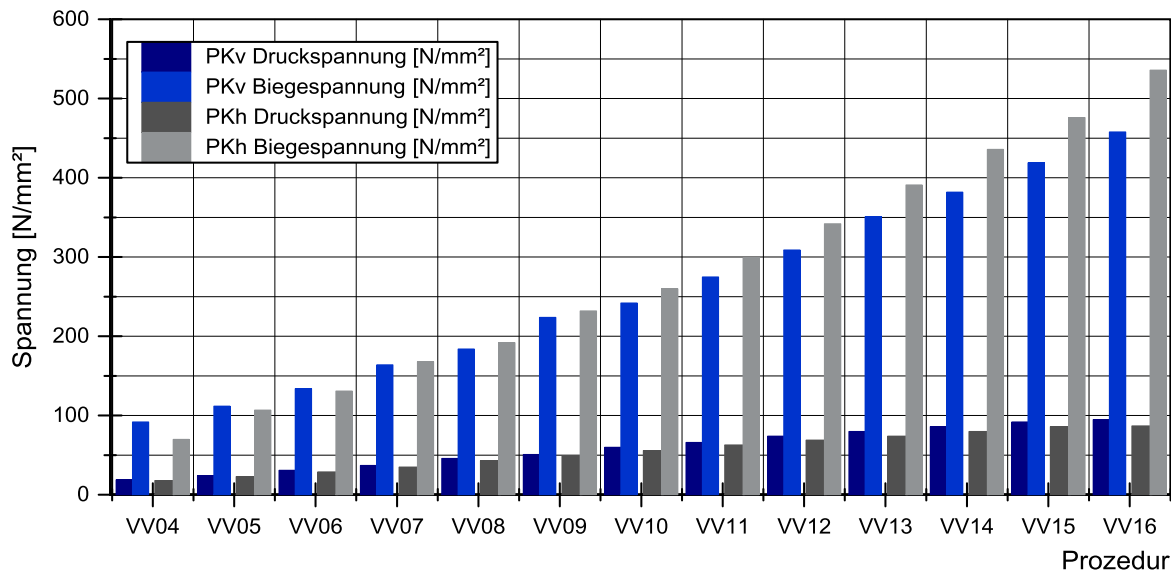


Abbildung 5.13: Gegenüberstellung der Biege- und Druckspannungen am vorderen und hinteren Biegebalken zur Untersuchung der Druckspannungen

Analog zu den Prüfkörperspannungen zeigen die durch den Prüfkörperquerschnitt berechneten Druckkräfte ebenfalls einen deutlichen Anstieg in den Beträgen. Darüber hinaus ist zu beobachten, dass im vorderen Teil die gemessene Biegebalkenkraft näherungsweise 55 % der berechneten Druckkraft beträgt. Ein konträres Verhalten zeigen die Kräfte des hinteren Prüfkörpers bzw. Biegebalkens. Die Abbildung 5.14 zeigt zum einen das Verhältnis der berechneten und gemessenen Kräfte am vorderen und hinteren Prüfkörper und Biegebalken. Auf der sekundären y-Achse ist der prozentuale Anteil der berechneten Druckkräfte in Bezug auf die gemessenen Kräfte an den Biegebalken aufgetragen. Es wird deutlich, dass in Bezug auf die gemessenen Kräfte am Biegebalken der Anteil der Druckkräfte am vorderen Prüfkörper im Schnitt bei 185 % liegt und nahezu unabhängig von den Hydraulikkräften der einzelnen Versuche ist. Die berechneten Druckkräfte am hinteren Prüfkörper erreichen ca. 98 % der gemessenen Kräfte und zeigen ebenfalls ein von der Hydraulikkraft unabhängiges Verhalten.

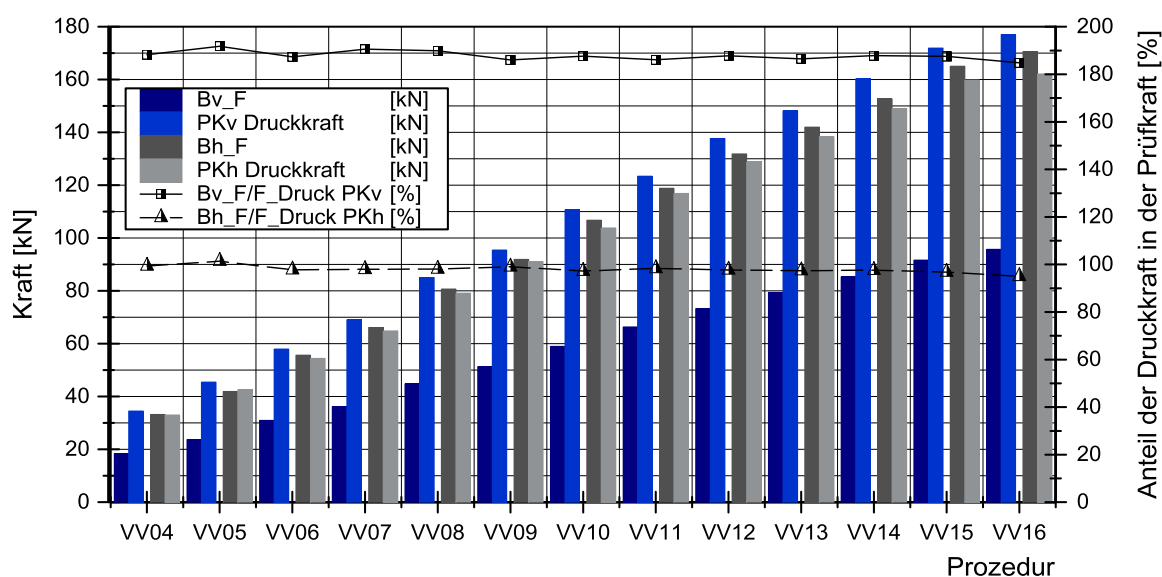


Abbildung 5.14: Gegenüberstellung der berechneten Druckkräfte und gemessenen Kräfte am vorderen und hinteren Biegebalken zur Untersuchung der Druckspannungen

Die Versuchsergebnisse zeigen einen deutlichen Anstieg der gemessenen Druckspannungen und somit der berechneten Druckkräfte an den vorderen und hinteren Prüfkörpern. Darüber hinaus weisen die in der Abbildung 9.34 dargestellten gemessenen Kraft- und Wegverläufe am vorderen und hinteren Biegebalken einen erheblichen und nahezu linearen Anstieg der Steifigkeiten auf. Die Steifigkeiten des vorderen Biegebalkens zeigen im Versuch VV13 eine Unstetigkeit durch die Verringerung der Balkendeformation. Eine mögliche Ursache können Reibungsphänomene in den Gelenken des vorderen Kniehebels sein. Der Versuch VV16 zeigt eine weitere Unstetigkeit in den beiden Steifigkeitsverläufen auf deren Ursache im konstruktiven Aufbau zu vermuten ist. Die unterschiedlichen Beträge in der Deformation des vorderen und hinteren Biegebalkens sind mit den unterschiedlichen Steifigkeiten zu begründen.

5.2.3 Einflüsse auf die Versuchsergebnisse

In der Abbildung 5.15 (a) werden die auf den hinteren Prüfkörper wirkenden Kräfte exemplarisch für den Versuch VV14 gegenübergestellt. Durch den Kniehebelmechanismus wird die Hydraulikkraft unter Berücksichtigung von Verlusten durch Reibung und Deformationen der Biegebalken in die gemessene Kraft übersetzt. Diese Verluste werden in den Versuchen messtechnisch nicht erfasst. Weiterhin wird das Verhältnis von Biege- und Druckspannungen in Bezug auf die Gesamtsumme der gemessenen Bauteilspannungen am Prüfkörper dargestellt. Unter Berücksichtigung der Querschnittsfläche werden die Druckkräfte im Prüfkörper berechnet. Diese zeigen im Vergleich zu den gemessenen Kräften am Biegebalken eine gute Übereinstimmung, sodass die Verluste infolge von Reibungsphänomenen und der Deformation der Biegebalken näherungsweise beschrieben werden können.

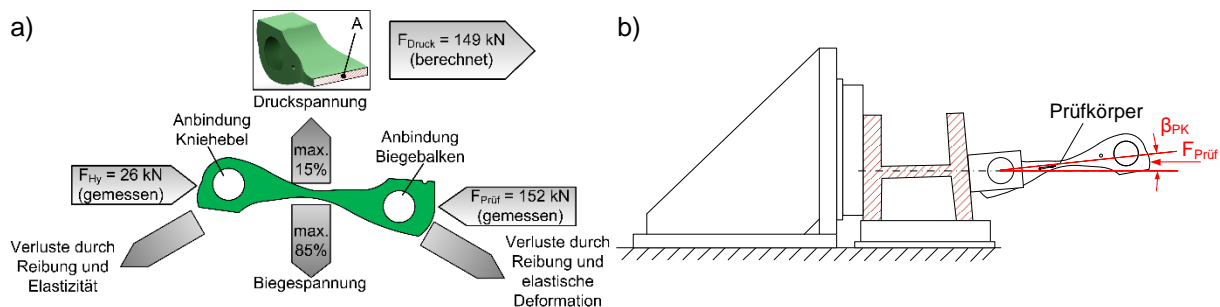


Abbildung 5.15: Gegenüberstellung der Kräfte und Deformationen am hinteren Prüfkörper für den Versuch VV14

Die Auswertung der Versuche zeigt, dass die gemessenen Kräfte am vorderen und hinteren Biegebalken eine Differenz in den Beträgen aufweisen. Der primäre Einfluss ist mit der unterschiedlichen Deformation der Biegebalken zu erklären. In der Abbildung 5.15 (b) ist dieser Zustand schematisch dargestellt. Die Durchbiegung wird durch eine Verdrehung des Biegebalkens überlagert. Zum einen sind damit die Differenzen in den gemessenen Kraftbeträgen zwischen dem vorderen und hinteren Biegebalken zu erklären und zum anderen die Abweichung von der geforderten Schließkraft. Eine Ursache hierfür ist die vom Winkel β_{PK} zwischen den Kniehebeln und den Prüfkörpern abhängige Prüfkraft $F_{Prüf}$. Da die Biegebalken im unbelasteten Zustand bereits unterschiedliche Abmessungen aufweisen, werden die Verformungen infolge der Belastungen exemplarisch für den Versuch VV14 ermittelt und für den vorderen und hinteren Biegebalken im Anhang dieser Arbeit gegenübergestellt (vgl. Tabelle 9.10). Diese Messergebnisse zeigen, dass der hintere Biegebalken einer geringeren Deformation unterliegt und somit eine größere Kraft aufgebaut werden kann. Am vorderen Biegebalken wird ein Teil der Kräfte in eine größere Deformation umgesetzt.

5.3 Interpretation der Versuchsergebnisse

Es konnte gezeigt werden, dass die Einflüsse der Biege- und Druckspannungen als Wirkmechanismen der Prüfkörper prinzipiell den Aufbau hoher Kräfte und damit der Schließkräfte ermöglichen. Dies wird durch die Auswertung der Einflussanalyse am Beispiel der Druckspannungen des hinteren Prüfkörpers und Biegebalkens bestätigt. Durch die Versuchsauswertungen wurde gezeigt, dass die Wirkmechanismen von der Position und Lage der Prüfkörper zum Hauptkraftfluss beeinflusst werden. Das lässt den Schluss zu, dass der Winkel bzw. die Lage von Festkörpergelenken zum Hauptkraftfluss als primärer Einflussfaktor auf die Realisierung hoher Kräfte durch Ausnutzen der Werkstoffelastizität bezeichnet werden kann. Demzufolge zeigen die Wirkmechanismen eine erhebliche Korrelation zu der Nachgiebigkeit und Steifigkeit des Prüfkörpers als Festkörpergelenk. In Bezug auf den Einsatz in Kniehebelschließeinheiten resultiert somit eine Abhängigkeit des nicht-linearen Übersetzungsverhaltens von der Nachgiebigkeit und Steifigkeit der Festkörpergelenke. Die Deformation und die Verdrehung der Biegebalken führen zu einer geringeren Steifigkeit und demzufolge zu einem verringerten Kraftaufbau durch den Prüfkörper. In Bezug auf den Einsatz an Kniehebelschließeinheiten in Spritzgießmaschinen ist durch die konstruktive und massive Ausführung der BWAP eine deutlich höhere Steifigkeit zu erwarten. Daher können die Prüfkörper bzw. Festkörpergelenke prinzipiell für den Schließkraftaufbau in Kniehebelschließmechanismen verwendet werden. Diese Erkenntnisse lassen sich in Ansätzen auf andere Formen ungleichmäßig übersetzender Mechanismen übertragen. Der Einfluss dieser Wirkmechanismen auf die Nachgiebigkeit und die Steifigkeit von elastokinematischen Festkörpergelenken wird durch die im Grundlagenkapitel 2.3.2 aufgeführten Zusammenhänge bestätigt.

Der Vergleich mit dem Simulationsmodell verdeutlicht, dass die Druckspannungen und somit die Kräfte an den Biegebalken über den definierten Hydraulikweg nicht vollständig erreicht werden. Die Ursachen in Bezug auf die Prüfvorrichtung wurden im Kapitel 5.2.3 erläutert. Die Tabelle 5.2 zeigt eine Gegenüberstellung der experimentellen (am Beispiel von VV14) und numerischen Ergebnisse des in Kapitel 5.1.2 beschriebenen Simulationsmodells. Weitere Ursachen in Bezug auf die numerische Analyse können z.B. unbekannte Reibungsphänomene sein. Des Weiteren unterliegen die Biegebalken in den Versuchen keiner idealen Durchbiegung, sodass die Anwendung des Federmodells eine weitere Ursache für die Abweichungen darstellt.

Tabelle 5.2: Gegenüberstellung der experimentellen und numerischen Ergebnisse

Parameter	Prüfvorrichtung	Numerische Analyse FEM
Hydraulikweg [mm]	11,53	10,67
Druckspannung $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	80	127
Kraft am Biegebalken [kN]	152	197

In weiterführenden Untersuchungen können die Verhaltensweisen der Wirkprinzipien und der Werkstoffeigenschaften des Festkörpergelenks in dynamischen Versuchsdurchführungen durchgeführt werden. Eine konstruktive Umsetzung der Biegebalken mit einer höheren Steifigkeit bildet die Voraussetzung. Die gewählten Prüffrequenzen sollten dabei mindestens der kürzesten Schließzeit des Referenz-Schließprozesses mit maximaler Geschwindigkeit entsprechen. Weiterhin sollten maximale Lastwechselzahlen für die Untersuchungen im Bereich der Dauerfestigkeit angestrebt werden.

6. Konzept zur Integration von Festkörpergelenken in Schließeinheiten

Die Untersuchungsergebnisse im Kapitel 4.2 sowie die experimentellen Untersuchungen der Wirkmechanismen an den Festkörpergelenken im Kapitel 5 zeigen, dass der Schließkraftaufbau durch die elastischen Verformungen von Festkörpergelenken prinzipiell möglich ist. Am Beispiel der 5-Punkt-Doppelkniehebelschließeinheit des Referenzsystems wird auch gezeigt, dass die Integration in eine bestehende Kniehebelstruktur eine große konstruktive Herausforderung darstellt. Durch die festgelegten Hebelabmessungen und Gelenkpositionen wird der Optimierungsbereich erheblich eingeschränkt, sodass hohe Beanspruchungen infolge der Biege- und Druckbelastungen resultieren. Daher wird im Kapitel 6.1 ein Konzept für eine 3-Platten-Schließeinheit vorgestellt, welches durch das gezielte Ausnutzen der elastischen Verformung von Festkörpergelenken den Aufbau der Schließkraft realisieren soll. Um die für den Schließkraftaufbau erforderlichen Verformungen unter Berücksichtigung geringer Bauteilspannungen zu ermöglichen, werden im Kapitel 6.2 mithilfe der Parameteroptimierung zwei Festkörpergelenke dimensioniert. Die Integration der Festkörpergelenke in die Struktur der 3-Platten-Schließeinheit wird im Kapitel 6.3 aufgeführt.

6.1 Konzept einer 3-Platten-Schließeinheit

Als Grundlage für die Auslegung der Festkörpergelenke für den elastischen Schließkraftaufbau dient das in diesem Kapitel beschriebene Konzept. In der Abbildung 6.1 (a) wird das Grundkonzept der 3-Platten-Schließeinheit dargestellt. Über vier Holme, die hintere Abstützplatte und die feste Werkzeugaufspannplatte wird der Kraftrahmen der Schließeinheit geschlossen. Die bewegliche Werkzeugaufspannplatte wird über die Holme geführt. Durch ein Spindel-Mutter-System wird eine translatorische Bewegung in x-Richtung ermöglicht, sodass eine hochdynamische Schließphase realisiert wird. Dabei müssen durch den Antrieb und das Spindel-Mutter-System nur die Massen der Führungselemente, Festkörpergelenke und der beweglichen Werkzeugaufspannplatte bewegt werden. In der Abbildung 6.1 (b) wird der Schließkraftaufbau ab dem Zeitpunkt des drucklosen Werkzeugkontaktes über eine definierte Verschiebung der Gelenke in y-Richtung ermöglicht. Dazu wird die Position der Führungselemente über eine Verriegelung an den Holmen fixiert. In Bezug auf die horizontale Symmetrieebene sind im oberen und unteren Teil der Schließeinheit jeweils zwei Festkörpergelenke angeordnet. Ein Durchstreken der Gelenke muss synchron erfolgen, um eine symmetrische Krafteinleitung auf die Werkzeughälften zu gewährleisten.

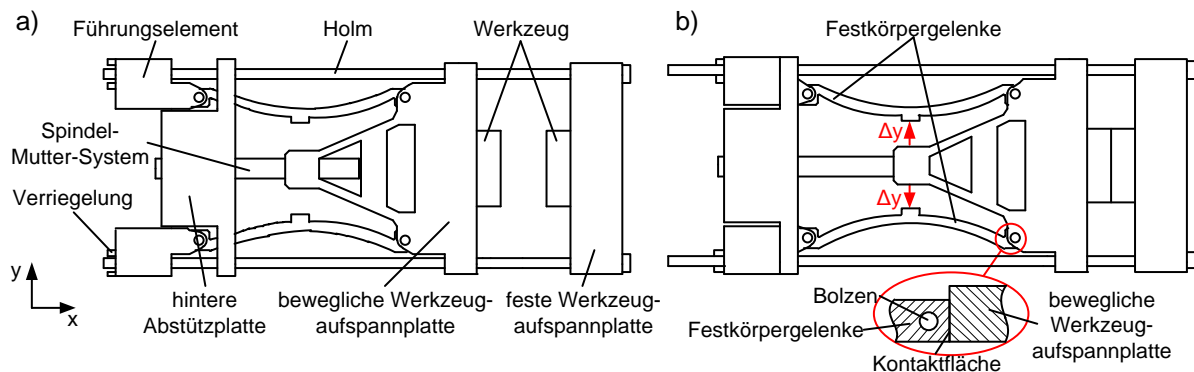


Abbildung 6.1: Konzept einer 3-Platten-Schließeinheit für einen elastischen Schließkraftaufbau mithilfe von Festkörpergelenken

Mithilfe von servohydraulischen Linearzylindern kann eine definierte Verschiebung in y-Richtung an den Gelenken realisiert werden. Diese Hydraulikaktoren können in der beweglichen Werkzeugaufspannplatte über Bolzengelenke integriert werden, um geringe Auslenkungen der Festkörpergelenke in x-Richtungen infolge der elastischen Verformung zu kompensieren. Eine Anbindung der Gelenke wird durch Bolzenverbindungen an der beweglichen Werkzeugaufspannplatte und den Führungselementen umgesetzt. Über zusätzliche Kontaktflächen sollen die Beanspruchungen analog zu dem in Kapitel 4.2 entwickelten Festkörpergelenk an den Bolzen während der Schließkraftaufbaus reduziert werden. Dieses Konzept ermöglicht die vollständige Entkopplung der hochdynamischen Phase von der Phase des Schließkraftaufbaus. Somit kann eine Auslegung der Antriebskomponenten ausschließlich für die hochdynamische Schließphase unter Berücksichtigung der bewegten Massen erfolgen. Dies zeigt bei der Dimensionierung des Spindel-Mutter-Systems deutliche Vorteile. In Bezug auf die Lebensdauer und die tribologischen Phänomene während der Schließkraftaufbauphase zeigen Spindel-Mutter-Systeme oft einen frühzeitigen Ausfall infolge von Verschleißphänomenen [Fo10, Ja08]. Auch die Dimensionierung der Hydraulikaktoren kann auf die maximalen Schließkräfte und die Verformungen der Festkörpergelenke abgestimmt werden.

6.2 Geometrieoptimierung

In diesem Kapitel werden zwei als Festkörpergelenke ausgeführte Gelenkvarianten (GV) mithilfe der Parameteroptimierung in Bezug auf die Beanspruchungen für den Einsatz in einer 3-Platten-Schließeinheit ausgewertet. Es werden für beide Gelenkvarianten in den Kapiteln 6.2.1 und 6.2.2 zunächst die optimale Länge und eine minimale Verschiebung (in y-Richtung) zur Lasteinleitung ermittelt. Die mit der Parameteroptimierung berechneten Werte werden im Hinblick auf eine fertigungsgerechte Ausführung gerundet. Mithilfe einer abschließenden FEM-Analyse werden die optimierten und die gerundeten Parameter gegenübergestellt und verifiziert. Eine detaillierte Auswertung der Ergebnisse am Beispiel der finalen FEM-Analysen wird im Kapitel 6.2.3 beschrieben. Hierdurch sind der direkte Vergleich der Beanspruchungen an den beiden Gelenkvarianten und die abschließende Auswahl eines Festkörpergelenks für weiterführende Untersuchungen im Gesamtmodell der 3-Platten-Schließeinheit möglich.

6.2.1 Gelenkvariante-1

Die in der Abbildung 6.2 dargestellte Ausgangsgeometrie wird in der Parameteroptimierung durch sieben Geometrieparameter beschrieben. Durch die Optimierungen soll der Bereich zwischen den Lagerstellen den Beanspruchungen angepasst werden. Das Vorgehen zu den Optimierungseinstellungen und der Optimierungsalgorithmen kann der im Kapitel 4.3 beschriebenen Parameteroptimierung entnommen werden. In den Modellen wird die Schließkraft über das im Kapitel 3.1.2 beschriebene Federmodell ($L_F = 0,854 \text{ mm}$) realisiert. Die erforderliche y-Verschiebung wird durch Iteration mithilfe von statischen FEM-Analysen ermittelt. Dazu wird zunächst auf Basis der trigonometrischen Beziehungen der Gelenkpunkte zum Kraftangriffspunkt unter Berücksichtigung der erforderlichen x-Verschiebung an der beweglichen Werkzeugaufspannplatte die resultierende y-Verschiebung berechnet. Da diese y-Verschiebung die elastische Deformation nicht berücksichtigt, wird die geforderte x-Verschiebung an der Feder nicht erreicht. Für eine zweite Simulation wird die y-Verschiebung erhöht. Anschließend wird mithilfe der linearen Interpolation der Wert für die y-Verschiebung berechnet und durch eine abschließende Simulation verifiziert.

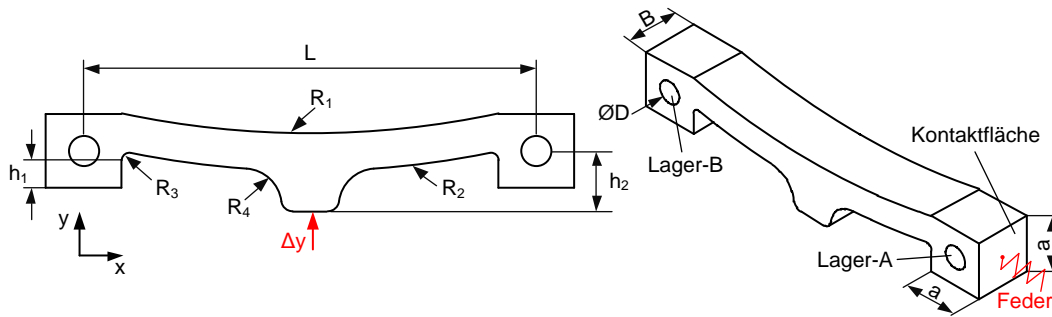


Abbildung 6.2: Darstellung der Ausgangsgeometrie und der Geometrieparameter für das Festkörpergelenk der Gelenkvariante-1

Um die Abmessungen der Schließeinheit festzulegen wurde in Voruntersuchungen der Parameter zur Beschreibung des maximalen Gelenkabstandes für die weiteren Optimierungen auf $L = 1.000 \text{ mm}$ festgelegt.

In der Tabelle 9.11 werden die Ausgangswerte der Parameter sowie die Definition der Variationsbereiche für die Parameteroptimierung aufgeführt. In der Optimierung werden die Parameter L , a und D nicht variiert. Die Zielfunktion ist die Minimierung der Vergleichsspannungen nach v. Mises. Als Grenzwert wird die geforderte x-Verschiebung der beweglichen Werkzeugaufspannplatte definiert, um eine definierte Verschiebung der Feder zu erhalten. Aus den Analysen zur Ermittlung der Gelenklänge wurde deutlich, dass die erforderliche x-Verschiebung mit einer geringeren y-Verschiebung erreicht wird. Auch die Spannungen werden infolge einer geringeren y-Verschiebung reduziert. Daher wird eine minimale y-Verschiebung von $y_1 = 1,5 \text{ mm}$ durch die lineare Interpolation ermittelt. Die y-Verschiebung entspricht einer Kraft $F_{y1} = 350 \text{ kN}$. Um die konstruktive Umsetzung der Gelenkgeometrie zu ermöglichen, werden die Beträge der Geometrieparameter auf fertigungsgerechte Abmessungen gerundet. In der Tabelle 9.12 werden die Ergebnisse der Parameteroptimierung und die fertigungsgerechten Abmessungen gegenübergestellt. Die Abbildung 6.3 zeigt das finale Festkörpergelenk der Gelenkvariante-1. Der Einfluss der gerundeten Abmessungen auf die Beanspruchungen in der Gelenkstruktur wird abschließend durch eine FEM-Analyse untersucht. Dabei wird das Ergebnis der Parameteroptimierung verifiziert.

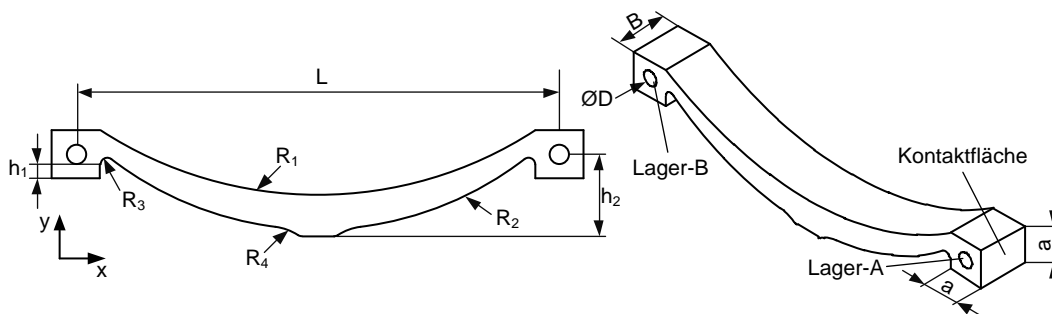


Abbildung 6.3: Darstellung des optimierten Festkörpergelenks der Gelenkvariante-1

Die Simulationsergebnisse zeigen in Bezug auf die Vergleichsspannungen nach v. Mises an der Oberseite der Festkörpergelenke keine Unterschiede. Auf der Unterseite sind in beiden Analysen an verschiedenen Ecken an der Belastungsfläche unterschiedliche Spannungsgradienten zu beobachten. Darüber hinaus zeigen die Beträge der Hauptnormalspannungen in x-Richtung eine Differenz auf der Unterseite des Gelenks im Bereich von $R3$ sowie im Übergangsbereich von $R4$ zur Belastungsfläche infolge der gerundeten Werte. Die Ursache ist mit dem nicht-linearen Geometrieinfluss zu begründen. Daraus kann

abgeleitet werden, dass die Strukturbeanspruchungen im mittleren Bereich des Festkörpergelenks gegenüber geringen Parameteränderungen ein unempfindliches Verhalten zeigen. Eine detaillierte Auswertung der Analyse wird im Kapitel 6.2.3 dargestellt und mit den Analyseergebnissen an der Gelenkvariante-2 verglichen.

6.2.2 Gelenkvariante-2

In der Abbildung 6.4 wird die Ausgangsgeometrie mit den konturbeschreibenden Geometrieparametern dargestellt. Der wesentliche Unterschied zur Gelenkvariante-1 besteht in den konkaven Form der Gelenkunterseite in den Radien R_2 und R_3 . Dadurch entfällt der Übergang zu dem Bereich der Lasteinleitung und es entstehen keine hohen Spannungsgradienten. Aus der Konturbeschreibung ergeben sich sieben Geometrieparameter. Diese werden als Variablen in den definierten Bereichen während der Optimierung variiert (Tabelle 9.13).

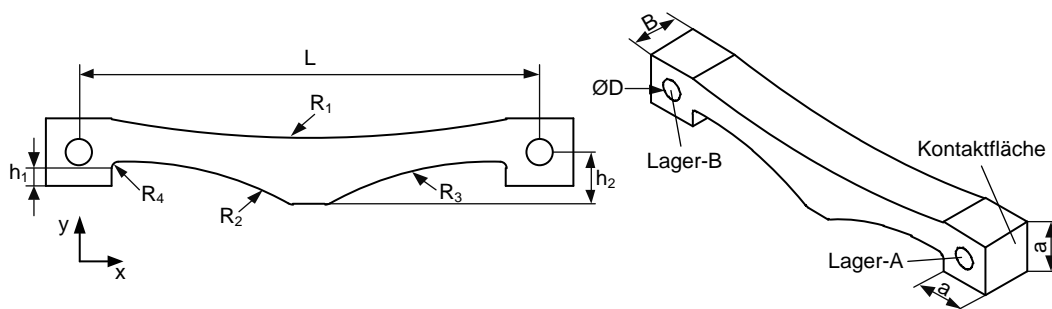


Abbildung 6.4: Darstellung der Ausgangsgeometrie und der Geometrieparameter für das Festkörpergelenk der Gelenkvariante-2

Das Vorgehen zur Ermittlung der für die Simulationen erforderlichen Verschiebung in y-Richtung und der Gelenklänge L wird analog zum Kapitel 6.2.1 durchgeführt. Die geringsten Vergleichsspannungen nach v. Mises werden auch hier bei $L = 1.000 \text{ mm}$ erreicht, sodass dieser Wert für die weiteren Optimierungen an der Gelenkvariante-2 definiert wird. Auch diese Analysen zeigen, dass die erforderliche x-Verschiebung mit einer geringeren y-Verschiebung erreicht werden kann. Für die Parameteroptimierung werden aus der linearen Interpolation die finale y-Verschiebung $y_2 = 1,5 \text{ mm}$ und eine äquivalente Kraft $F_{y2} = 283 \text{ kN}$ ermittelt. Die Definition der Zielfunktion und der Grenzwerte werden analog zur Optimierung an der Gelenkvariante-1 festgelegt. Des Weiteren werden in der Optimierungsstudie die Parameter L , a und D nicht variiert. Die Beträge der Geometrieparameter werden für eine abschließende FEM-Analyse zur Verifizierung der Optimierungsergebnisse auf fertigungsgerechte Werte gerundet und in der Tabelle 9.14 dargestellt. Im Kapitel 6.2.3 werden die weiteren Ergebnisse gegenübergestellt. Die Abbildung 6.5 zeigt die Kontur des Festkörpergelenks der Gelenkvariante-2.

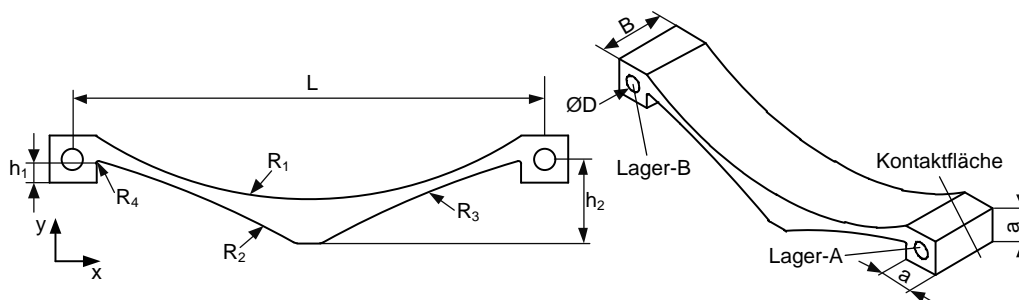


Abbildung 6.5: Darstellung des optimierten Festkörpergelenks der Gelenkvariante-2

Durch die abschließende FEM-Analyse konnte das Ergebnis der Optimierung verifiziert werden. In Bezug auf die Vergleichsspannungen nach v. Mises und den Hauptspannungen in x-Richtung zeigen die Ergebnisse der optimierten und der gerundeten Geometrieparameter nahezu keine Unterschiede. Ausschließlich auf der Unterseite des Festkörpergelenks im Bereich von R4 werden in der Kerbe geringe Unterschiede in den Hauptnormalspannungen in x-Richtung gezeigt, welche auf den nicht-linearen Geometrieinfluss zurückzuführen sind. Die Bauteilbeanspruchungen zeigen ebenfalls ein unempfindliches Verhalten gegenüber geringen Parameteränderungen.

6.2.3 Ergebnisvergleich

Im Fokus der Auswertungen stehen die Ergebnisse der FEM-Analysen mit den fertigungsgerechten Parameterwerten. Zur Auswertung werden die Vergleichsspannungen nach v. Mises und die Hauptnormalspannungen in x-Richtung ausgewertet. Die Hauptnormalspannungen geben Aufschluss über die Biegespannungen im Festkörpergelenk. In der Abbildung 6.6 werden die Vergleichsspannungen nach v. Mises für die Gelenkvarianten-1 und -2 gegenübergestellt. Es wird deutlich, dass im Vergleich die Beträge der v. Mises-Spannungen im Bereich der Belastungsfläche zur Einleitung der y-Verschiebung an der Ober- und Unterseite der Gelenkvariante-1 höher sind. Dies zeigt sich auch für die lokal begrenzten Spannungsgradienten an den Kanten der Gelenkgeometrie. In den Übergangsbereichen der Parameter R1 zu a der Gelenklagerungen zeigen die Beträge der v. Mises-Spannungen infolge der hohen Biegespannungen für beide Gelenkvarianten das Maximum an der Oberseite. An der Unterseite der Gelenkvariante-1 zeigen sich im Übergang von R4 zur Belastungsfläche sowie in den Kerben von R3 die höchsten Spannungsgradienten. Die Gelenkvariante-2 zeigt infolge der Kerbwirkung die maximalen Gradienten im Bereich von R4. In den Bereichen von R2 und R3 werden die Vergleichsspannungen auf einer größeren Fläche verteilt.

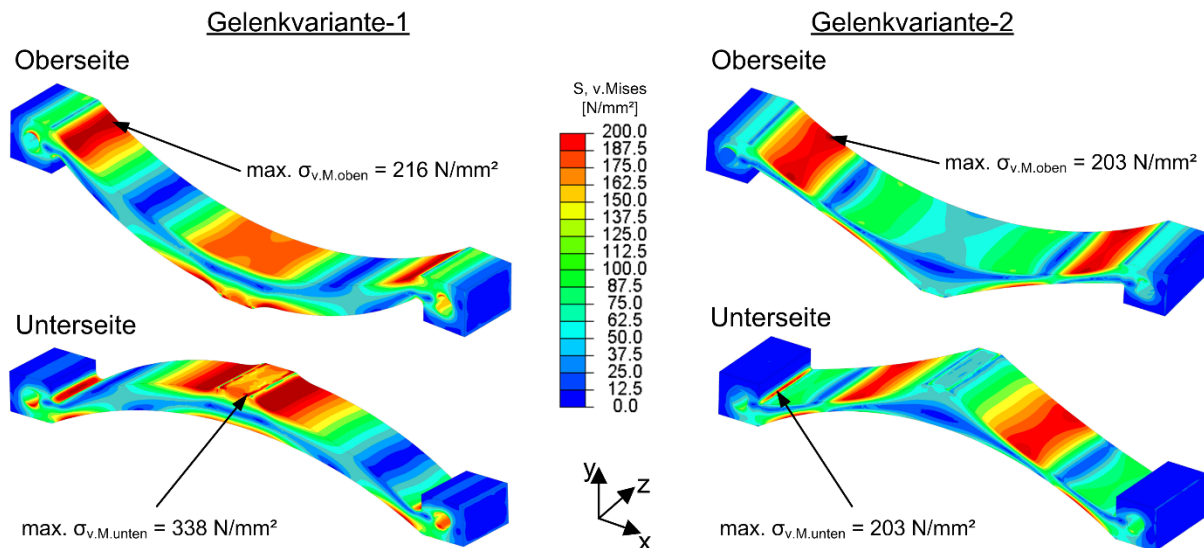


Abbildung 6.6: Gegenüberstellung der Vergleichsspannungen nach v. Mises an den Festkörpergelenken der Gelenkvarianten-1 und -2

Die Vergleichsspannungen nach v. Mises entlang der Körperkante an der Oberseite der beiden Gelenkvarianten (GV) zeigen, dass die Beanspruchungen an der Gelenkvariante-2 in den Bereichen der maximalen Spannungen geringer sind. Insbesondere im mittleren Bereich der Belastungseinleitung kann ein erheblich reduzierter Spannungsverlauf gezeigt werden. Eine Gegenüberstellung der Vergleichsspannungen auf der Unterseite der Gelenkvarianten wird in der Abbildung 9.35 gezeigt.

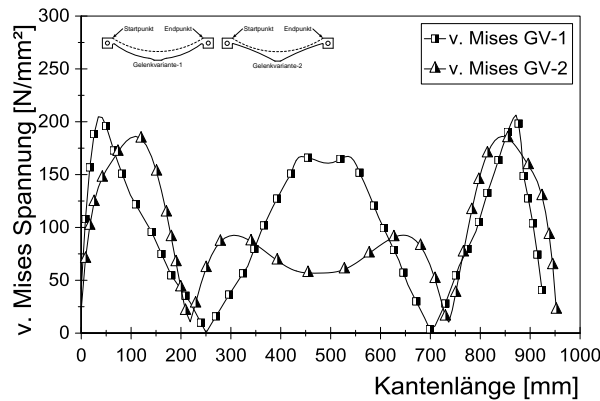


Abbildung 6.7: Vergleichsspannungen nach v. Mises entlang der Oberseite der Gelenkvarianten-1 und -2

Die in der Abbildung 6.8 dargestellten Hauptnormalspannungen in x-Richtung zeigen den Einfluss der Biegung auf die beiden Gelenkvarianten. Es ist für beide Varianten ersichtlich, dass die Beträge der negativen Hauptnormalspannungen größer sind und somit primär die Vergleichsspannungen nach v. Mises beeinflussen. Infolge der positiven Zugspannungen zeigen die Oberseiten der beiden Gelenkvarianten im mittleren Bereich der Belastungseinleitung die höchsten Beträge. Auf der Unterseite treten die negativen Druckspannungen in diesen Bereichen auf. Die Zugspannungen resultieren ausschließlich in den Kerben der Parameter R3 und R4.

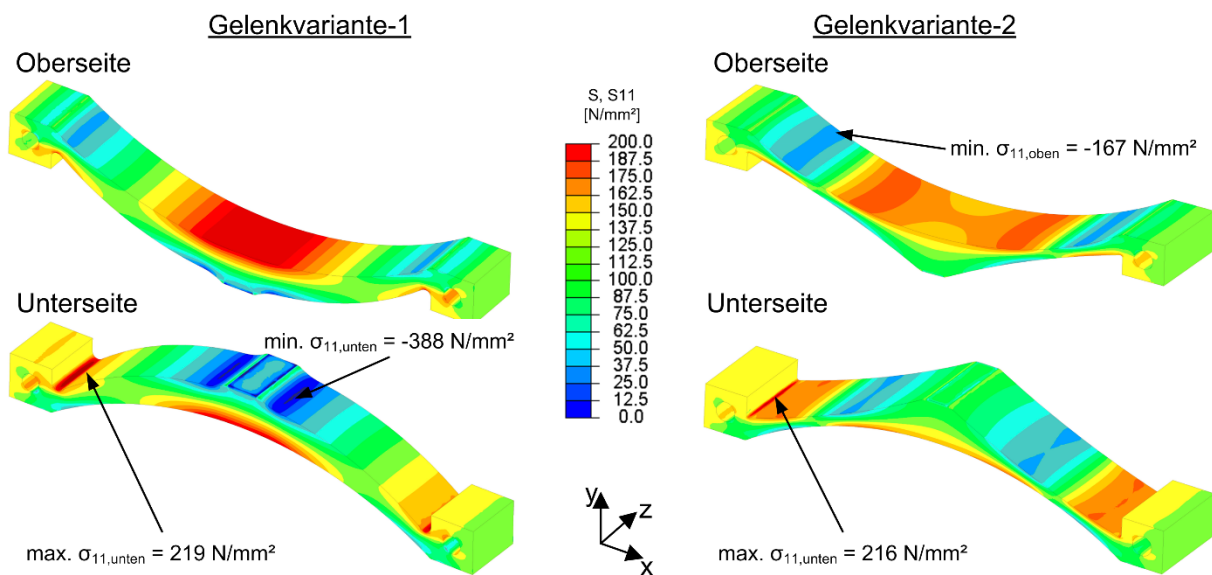


Abbildung 6.8: Gegenüberstellung der Hauptnormalspannungen in x-Richtung an den Festkörpergelenken der Gelenkvarianten-1 und -2

Die Abbildung 6.9 zeigt die Hauptnormalspannungen entlang der Körperkanten an der Oberseite der beiden Gelenkvarianten. Ein Vergleich der negativen Druckspannungen im Übergangsbereich der Parameter R1 zum Parameter a zeigt in den Beträgen keine Unterschiede. Die positiven Zugspannungen im mittleren Bereich zeigen jedoch an der Gelenkvariante-2 deutlich geringere Beträge infolge der Biegung. Eine Auswertung der Spannungen an den Unterseiten wird in der Abbildung 9.36 visualisiert.

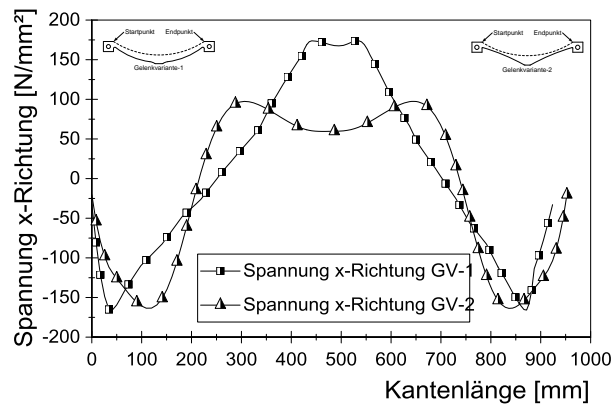


Abbildung 6.9: Hauptnormalspannungen in x-Richtung entlang der Oberseite der Gelenkvarianten-1 und -2

In beiden Simulationsmodellen wurde die geforderte Verschiebung in x-Richtung zur Belastung der Feder mit einer identischen Verschiebung in y-Richtung realisiert. Daher werden die zur y-Verschiebung äquivalenten Kräfte ausschließlich durch die Geometrieparameter beeinflusst. Es konnte gezeigt werden, dass die erforderlichen Kräfte in y-Richtung sowie die resultierenden Beanspruchungen in der Gelenkvariante-2 geringer sind, sodass diese Ausführung für die weiteren Untersuchungen verwendet wird.

6.3 Rechnergestützte Konzeptanalyse

In diesem Kapitel werden die Wirkmechanismen des entwickelten und optimierten Festkörpergelenks in der Einbausituation der 3-Platten-Schließereinheit durch FEM-Analysen untersucht. Das in der Abbildung 6.1 gezeigte Konzept bildet die Grundlage für das Simulationsmodell. Das Wirkprinzip und die Funktion können der Konzeptbeschreibung entnommen werden. Analog zu den Untersuchungen im Kapitel 3.3.1 wird die vertikale Symmetrieeigenschaft des Simulationsmodells in der x-y-Ebene ausgenutzt und ein Halbschnittmodell für die weiteren Analysen verwendet. In den Analysen können die symmetrischen Eigenschaften in der oberen und unteren Hälfte während der Schließkraftaufbauphase berücksichtigt werden. Die Definition des Federmodells und die Lasteinleitung über die definierte y-Verschiebung werden aus den Modellen zur Parameteroptimierung der Gelenkvarianten übernommen. Es wird bereits durch die erste Analyse gezeigt, dass die Belastungen aus der y-Verschiebung nicht zum vollständigen Schließkraftaufbau ausreichen. Dies ist mit der zusätzlichen Elastizität zu begründen. Eine Interpolation zur Ermittlung der erforderlichen y-Verschiebung wird an dieser Stelle nicht durchgeführt. Bereits die in der Abbildung 6.10 dargestellten Ergebnisse zeigen hohe Spannungsgradienten in den Bereichen der Kantenpressung an den Bolzen und den zusätzlichen Kontaktflächen.

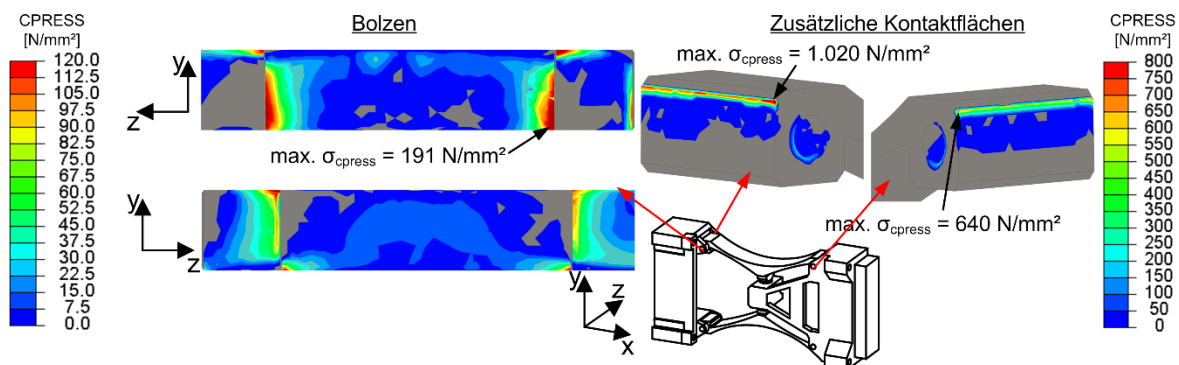


Abbildung 6.10: Auswertung der Kontaktspannungen in den Gelenkstellen

Wie bereits im Kapitel 4.3 dargestellt, sollen primär die Kontaktspannungen infolge der Kantenpressungen an den Bolzen vermieden werden. Diese werden ausschließlich zur konstruktiven Anbindung an die Struktur der Schließeinheit verwendet. Im weiteren Verlauf werden alternative Anbindungskonzepte für die Festkörpergelenke in den Simulationen verwendet.

6.3.1 Konzeptmodifikation

Durch die Modifikation des Festkörpergelenks bleiben das Funktionsprinzip und die konturbeschreibenden Geometrieparameter unverändert. Die in der Abbildung 6.11 (a) dargestellte formschlüssige Anbindung zeigt, dass ausschließlich die Bohrungen zur Bolzenaufnahme an der Gelenkgeometrie entfernt wurden. Zur Integration des Festkörpergelenks in die Struktur der Schließeinheit ist eine konstruktive Anpassung der Führungselemente und der beweglichen Werkzeugaufspannplatte durch eine Negativform erforderlich. Diese Ausführung ermöglicht darüber hinaus die Realisierung der hochdynamischen Öffnungs- und Schließphase. In der Abbildung 6.11 (b) wird die Position des drucklosen Werkzeugkontaktes gezeigt.

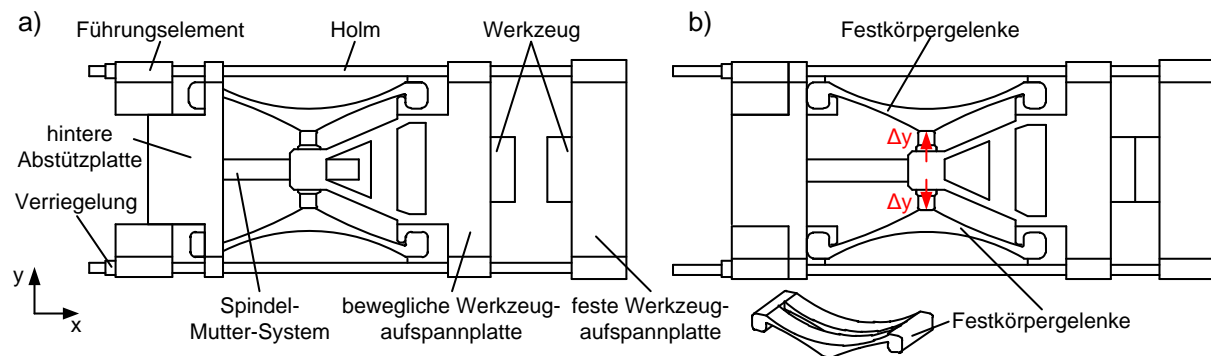


Abbildung 6.11: Formschlüssige Anbindung des Festkörpergelenks in das Konzept der 3-Platten-Schließeinheit

Es konnte durch die vorangegangene FEM-Analyse gezeigt werden, dass die y-Verschiebung zum Erreichen der definierten x-Verschiebung am Federmodell und somit zum Aufbau der Schließkraft nicht ausreicht. Mithilfe des zu Beginn dieses Kapitels beschriebenen Vorgehens werden durch die lineare Interpolation die y-Verschiebung $y_3 = 1,84 \text{ mm}$ und die äquivalente Kraft $F_{y3} = 265 \text{ kN}$ bestimmt.

6.3.2 Ergebnisse

Es wird in der Abbildung 6.12 die Auswertung der Vergleichsspannungen nach v. Mises gezeigt. Im Simulationsmodell wurde die Schließkraft vollständig erreicht, sodass in den Beanspruchungen der maximale Grenzfall berücksichtigt ist. Die qualitativen Spannungsverläufe sind mit den vorherigen Auswertungen der Gelenkvariante-2 vergleichbar (Kapitel 6.3.2). Des Weiteren zeigen die Ergebnisse, dass im Modell der 3-Platten-Schließeinheit die Gesamtsteifigkeit reduziert wird. Dies wird durch die größere Verschiebung und die geringere Kraft in y-Richtung sowie den reduzierten Spannungen bestätigt.

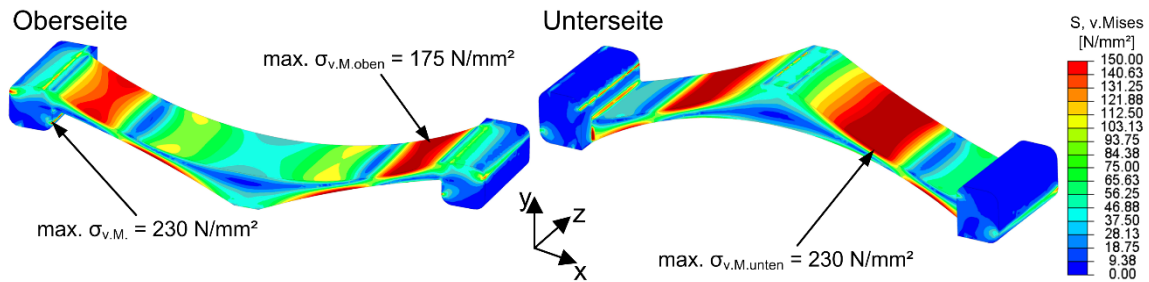


Abbildung 6.12: Auswertung der Vergleichsspannungen nach v. Mises am Festkörpergelenk mit formschlüssiger Anbindung

Die in der Abbildung 6.13 dargestellten Hauptnormalspannungen in x-Richtung zeigen ebenfalls einen qualitativ vergleichbaren Spannungsverlauf. Eine Reduzierung der Spannungsbeträge wird durch die geringere Steifigkeit bestätigt.

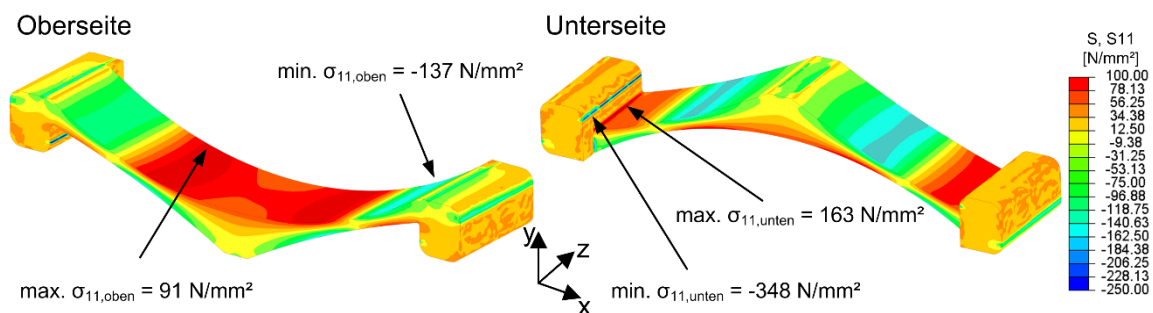


Abbildung 6.13: Auswertung der Hauptnormalspannungen in x-Richtung am Festkörpergelenk mit formschlüssiger Anbindung

Eine Auswertung der Kontaktspannungen an der formschlüssigen Anbindung in der Abbildung 6.14 zeigt, dass die maximalen Spannungen an den vorderen und hinteren Kanten auftreten. Die Ursache ist mit der Biegung der Festkörpergelenke zu erklären. Durch die vollständige Trennung der dynamischen und der Schließkraftaufbauphase wird im Bereich des Formschlusses keine Relativbewegung erwartet.

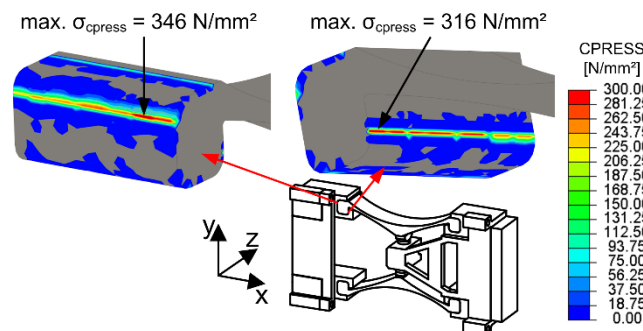


Abbildung 6.14: Auswertung der Kontaktspannungen am Festkörpergelenk mit formschlüssiger Anbindung

Es konnte im Vergleich zum ursprünglichen Konzept in Abbildung 6.10 eine erhebliche Verbesserung der Kontaktsituation und der Beanspruchungen im Bereich der formschlüssigen Anbindung erreicht werden. Eine weitere Reduzierung der Kontaktspannungen an den Kanten kann beispielsweise durch die geometrische Anpassung der Kontaktflächen mithilfe optimierter Rundungen umgesetzt werden (vgl. Kapitel 4.2.2).

7. Fazit und Ausblick

Die Eigenschaften von ungleichmäßig übersetzenden Mechanismen zeigen einen erheblichen Einfluss auf die Produktionszeiten und bestimmen daher die Leistungsfähigkeit moderner Maschinen und Anlagen. Folglich werden die Konkurrenzfähigkeit und die Produktionskosten durch das Übersetzungsverhalten beeinflusst. Aus den hohen nicht-linearen Übersetzungseigenschaften in Kombination mit den Schwenkbewegungen ergeben sich hohe Beanspruchungen in den Gelenken solcher Mechanismen. Das Ziel im Rahmen dieser Arbeit war die Identifizierung solcher Optimierungspotenziale sowie die Anwendung verschiedener Optimierungsstrategien zur Entwicklung beanspruchungsgerechter Gelenkgeometrien.

Der Einsatz von numerischen Analyseverfahren ermöglichte eine umfassende Beschreibung der Beanspruchungen während der dynamischen Phase und der hochbelasteten Schließkraftaufbauphase. Die Ergebnisse der dynamischen Analysen mithilfe der MKS, EMKS und DFEM zeigen in Bezug auf die dynamischen Kenngrößen eine gute Übereinstimmung. Unter dem Aspekt kurzer Simulationszeiten und hinreichend genauer Analysen der dynamischen Kenngrößen und Gelenkkräfte liefert die klassische MKS sehr gute Ergebnisse. Einen erweiterten Ansatz zur Ermittlung strukturmechanischer Beanspruchungen liefern die EMKS und die DFEM durch die Vergleichsspannungen nach v. Mises. Die Ergebnisse zeigten Unterschiede in den Spannungsbeträgen, jedoch konnte durch eine statische FEM-Simulation die DFEM-Analyse verifiziert werden. Ein deutlicher Vorteil der EMKS ist die relativ kurze Simulationsdauer durch die im Kapitel 2.4.3 beschriebenen Reduktionsverfahren. Allerdings bietet nur die DFEM eine detaillierte Abbildung der Beanspruchungen in den Gelenkkontakten unter dem Aspekt langer Simulationszeiten. Eine umfassende Beschreibung dieser Gelenkbeanspruchungen wird durch die Vergleichs- und Hauptnormalspannungen sowie die Kontaktspannungen ermöglicht. Daher ist eine Auswahl des anzuwendenden Verfahrens vom Entwicklungsingenieur in Bezug auf die Anwendung und die geforderten Ergebnisse zu treffen. Beide Verfahren erfordern eine genaue Modellkalibrierung im Hinblick auf die Beschreibung des elastischen Strukturverhaltens während der Schließkraftaufbauphase.

Die Maßsynthese einer Kniehebelschließeinheit ist mit einem hohen Aufwand verbunden. Jede Längenänderung der Hebel und jede Positionsänderung der Gelenke führt zu einer anderen Übersetzung und damit zu einem veränderten dynamischen Verhalten. Als Konsequenz ist die Optimierung bzw. die Integration optimierter Gelenke in die bestehende Struktur naheliegend, um die Abmessungen und Positionen der Hebel und Gelenke nicht zu verändern. Der Grundgedanke zur Integration von Festkörpergelenken zur Reduzierung der Relativbewegungen und Beanspruchungen in der Gelenkstruktur zeigt ein vielversprechendes Potenzial. Die Anwendung zusätzlicher Kontaktflächen ermöglicht eine Trennung der dynamischen Phase von der Schließkraftaufbauphase, indem die Bolzenrotation mechanisch blockiert wird. Eine Relativbewegung zwischen den Bolzen und der Gelenkbohrung wird somit erheblich reduziert. Der Schließkraftaufbau wird durch die elastische Verformung des Festkörpergelenks ermöglicht. Hierbei sind die im Kapitel 2.3.2 beschriebenen Wirkmechanismen zu berücksichtigen. In Bezug auf den Einsatz in der Referenz-Kniehebelschließeinheit werden die Beanspruchungszustände am Festkörpergelenk durch die Verfahrensbewegung des Kreuzkopfes hervorgerufen. Durch die Gelenkbiegung werden eine Translation der beweglichen Werkzeugaufspannplatte und damit der Schließkraftaufbau ermöglicht. Hier setzt die Anwendung der Topologieoptimierung unter Berücksichtigung der überlagerten Belastungen voraus, dass eine möglichst exakt an die Belastungssituation angepasste Gelenkgeometrie bereits vorliegt. Im Hinblick auf eine gewichts- und materialsparende Gelenkgeometrie kann die Topologieoptimierung einen sinnvollen Beitrag leisten. Auch ist zu berücksichtigen, dass die Positionierung von Festkörpergelenken zum Kraftfluss einen erheblichen Einfluss auf die Wirkmechanismen und damit auf die Funktionsweise der Schließeinheit hat.

Ein einfacher und auch wirtschaftlicher Ansatz ist die Parameteroptimierung der rotationssymmetrischen Bolzen in der bestehenden Gelenkstruktur. Aus den Ergebnissen der FEM-Analysen konnte abgeleitet werden, dass besonders in den Kontaktbereichen zwischen der Bolzenoberfläche und der Bohrungskanten lokale und hohe Spannungsgradienten infolge der Kantenpressung auftreten. Darüber hinaus konnten hohe Spannungen in den Kontaktbereichen an den Mantelflächen der Bolzen und der Gelenkbohrungen ermittelt werden. Abweichend von der zylindrischen Bolzenform des Referenz-Kniehebelsystems wird die Kontur der optimierten Bolzen durch Geometrieparameter in den hochbeanspruchten Bereichen beschrieben, ohne dass der maximale Durchmesser und die Gelenkbohrungen geändert werden. Die Parameteroptimierung ermöglicht die rechnergestützte Ermittlung einer optimalen Bolzenkontur in Bezug auf die definierten Optimierungsziele (Minimierung der Spannungen). Hier konnten die hohen Spannungsgradienten in den hochbeanspruchten Bereichen erheblich reduziert werden. Die Kontur der optimierten und rotationssymmetrischen Bolzengeometrien kann durch einfache fertigungstechnische Maßnahmen realisiert werden. Eine Integration in die Referenz-Kniehebelschließereinheit ist somit ohne Mehraufwand in wirtschaftlicher und fertigungstechnischer Hinsicht möglich. Allerdings zeigen die Parameteroptimierungen lokale Verringerungen der Bolzendurchmesser und somit eine Erhöhung der Durchbiegung. Hier ist der Einfluss der reduzierten Gelenksteifigkeit unter entsprechenden Einsatzbedingungen zu testen. Beispielsweise können der Einfluss von maximalen Schließ- und Öffnungsgeschwindigkeiten sowie die Reaktion der Formhöhenverstellung in der Maschinensteuerung in Bezug auf die reduzierte Nachgiebigkeit bei unterschiedlichen Schließkräften untersucht werden.

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zeigten, dass die Wirkmechanismen der im Kapitel 4.2.2 entwickelten Festkörpergelenke eine Realisierung hoher Kräfte ermöglichen. Die Beträge der Wirkmechanismen sind von der Position der Festkörpergelenke zum Kraftangriffswinkel unter Berücksichtigung der Rückstellkräfte abhängig. Dies wird durch die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen bestätigt. Weiterhin können die Dauerwechselfestigkeit der Gelenkgeometrie und des ausgewählten Werkstoffes sowie eine Untersuchung der Bolzenkontakte und der zusätzlichen Kontaktflächen im Hinblick auf den langfristigen Einsatz in einer Kniehebelschließereinheit untersucht werden. Hierbei sollten minimale Prüffrequenzen angestrebt werden, die äquivalent zu den maximalen Schließgeschwindigkeiten eines Referenz-Schließprozesses sind. Unter dem Aspekt der kurzzeitigen Speicherung der elastischen Energie in der Struktur können weiterführende Untersuchungen zur Energierückgewinnung für ein ausgewähltes Antriebskonzept durchgeführt werden. Beispielsweise zeigen aktuelle Forschungen zur Maschinentechnik Ansätze zur Rekuperation bei hydraulischen Linearaktoren für den Einsatz in Kunststoffspritzgießmaschinen. Hierzu könnte die entwickelte Prüfvorrichtung entsprechend weiterentwickelt werden.

Der Einsatz des Festkörpergelenks setzt weiterhin die Verwendung von Bolzengelenken voraus. Vor dem Hintergrund eine Schließereinheit ohne den Einsatz von Bolzengelenken zu entwickeln, zeigt das im Kapitel 6 vorgestellte Konzept eine formschlüssige Anbindung der Festkörpergelenke an die Struktur der Schließereinheit. Dabei wird bewusst auf den Einsatz von Kniehebeln verzichtet, wodurch die mechanische Trennung der dynamischen Phase und der Phase des Schließkraftaufbaus möglich ist. In der dynamischen Phase werden durch den Antrieb ausschließlich die Massen der beweglichen Werkzeugaufspannplatte, der Festkörpergelenke sowie der Werkzeughälfte bewegt und bei Erreichen der Position des drucklosen Werkzeugkontaktes an den Holmen verriegelt. Über zusätzliche hydraulische Linearaktoren wird die Schließkraft durch die elastische Verformung der Festkörpergelenke realisiert. Die vergrößerten Abmessungen des Festkörpergelenks und der Verzicht der Bolzen zeigen im Vergleich zum Referenz-Kniehebelsystem, dass die Beanspruchungen in der Struktur des Festkörpergelenks und in den Kontaktbereichen signifikant reduziert werden konnten. Unter fertigungstechnischen Kriterien können die formschlüssigen Anbindungen weiter optimiert werden. Im Hinblick auf energieeffiziente

hydraulische Antriebe in Schließeinheiten kann die durch den elastischen Schließkraftaufbau kurzzeitig gespeicherte Verformungsenergie zur Rekuperation verwendet werden.

Das Vorgehen zur Identifikation der Optimierungspotenziale und die Anwendung der Optimierungsansätze können unter angepassten Randbedingungen generell auf weitere ungleichmäßig übersetzende Mechanismen angewendet werden.

8. Literaturverzeichnis

- [AS08] Arnold, M.; Schiehlen, W.: *Simulation Techniques for Applied Dynamics*. CISM Courses and Lectures. Springer Wien New York, Wien, (2008).
- [Au75] Auffenberg, D.: *Das kinematische Verhalten von Kniehebelschließeinheiten an Kunststoffspritzgießmaschinen*. Dissertation, RWTH Aachen, Aachen, (1975).
- [Ba11] Bauchau, O. A.: *Flexible Multibody Dynamics*. Springer Science + Business Media B.V., Dordrecht Heidelberg London New York, (2011).
- [BD+10] Bomze, I. M.; Demyanov, V.; Fletcher, R.; Terlaky, T.: *Nonlinear Optimization*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg, (2010).
- [Be97] Betten, J.: *Finite Elemente für Ingenieure 1*. Grundlagen, Matrixmethoden, Elastisches Kontinuum. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg, (1997).
- [BHM92] Baumgartner, A.; Harzheim, L.; Mattheck, C.: *SKO (soft kill option): The biological way to find an optimum structure topology*. In International Journal of Fatigue, XIV, 6, (1992); S. 387–393.
- [Bo14] Bonten, C.: *Kunststofftechnik*. Einführung und Grundlagen. Carl Hanser Verlag, München, (2014).
- [BS03] Bendsøe, M.; Sigmund, O.: *Topology Optimization*. Theory, Methods and Applications. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg, (2003).
- [CJH05] Chen, G.; Jia, J.; Han, Q.: *Geometrical Profile Optimization of Elliptical Flexure Hinge Using a Modified Particle Swarm Algorithm*. In Advances in Intelligent Computing, 3644, 1, (2005); S. 533–542.
- [CK09] Christensen, P.; Klarbring, A.: *An Introduction to Structural Optimization*. Springer Science + Business Media B.V., (2009).
- [CKV11] Clement, S.; Kittel, K.; Vajna, S.: *Pro/Engineer Wildfire 5.0 für Fortgeschrittene - kurz und bündig*. Vieweg Teubner, Wiesbaden, (2011).
- [Cl06] Claas Guss GmbH: *Technisches Handblatt Nr.2, Gusseisen mit Kugelgraphit EN-GJS (GGG)*. 07.04.2006, (2006), http://www.claasguss.de/pdf/02_TH_G_Kug.pdf.
- [Co03] Cobet, M.: *Beitrag zur Simulation von Parallelkinematiken*. Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Zürich, (2003).
- [CS09] Chaudhary, H.; Saha, S. K.: *Dynamics and Balancing of Multibody Systems*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg, (2009).
- [Da13] Dassault Systemes: *Abaqus Online Documentation*. Version 6.13, (2013).
- [DB10] Doege, E.; Behrens, B.-A.: *Handbuch Umformtechnik*. Grundlagen, Technologien, Maschinen. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, (2010).
- [De08] Deutsche Edelstahlwerke GmbH: *Datenblatt Cr-Mo-legierter Vergütungsstahl 1.7225/1.7227, 42CrMo4/42CrMoS4*. 01.03.2008, (2008), <http://www.dew-stahl.com/>.
- [De11] Deutsche Edelstahlwerke GmbH: *Datenblatt Unlegierter Vergütungsstahl 1.1191/1.1201, C45E/C45R*. 08.2011, (2011), <http://www.dew-stahl.com/>.

- [DI00] Norm, DIN, 743: *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen*. Beuth Verlag, Berlin, (2000).
- [DI87] Norm, DIN, 24450: *Maschinen zum Verarbeiten von Kunststoffen und Kautschuk - Begriffe*. Beuth Verlag, Berlin, (1987).
- [DK+11] Dimmler, G.; Kappelmüller, W.; Mairhofer, F.; Eppich, S.: *Fit für Höchstleistungen*. In *Kunststoffe*, IX, (2011); S. 26–31.
- [Do06] Doriat, C.: *Geteilte Welt*. In *Kunststoffe*, IX, (2006); S. 3.
- [DR95] Dietz, P.; Rothe, F.: *Berechnung und Optimierung von Bolzen-Lasche-Verbindungen*. In *Konstruktion - Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe*, XLVII, 9, (1995); S. 277–284.
- [DSD08] Dong, W.; Sun, L.; Du, Z.: *Stiffness research on a high-precision, large-workspace parallel mechanism with compliant joints*. In *Precision Engineering*, XXXII, 3, (2008); S. 222–231.
- [Dü99] Dürschmied, F.: *Baugruppen für parallele Kinematiken*. In *INA-Sonderdruck aus Werkstatt und Betrieb*, V, (1999).
- [FGS15] Fricke, A.; Günzel, D.; Schaeffer, T.: *Bewegungstechnik*. Konzipieren und Auslegen von mechanischen Getrieben. Carl Hanser Verlag München, München, (2015).
- [Fo10] Forstmann, J.: *Kugelgewindetriebe im Einsatz an Kunststoffspritzgießmaschinen - Lebensdauerprognose und Optimierung*. Dissertation, Universität Duisburg-Essen, Duisburg, (2010).
- [Ga11] Gattringer, H.: *Starr-elastische Robotersysteme*. Theorie und Anwendung. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg, (2011).
- [Ge10] Gekeler, E. W.: *Mathematische Methoden zur Mechanik*. Ein Handbuch mit MATLAB-Experimenten. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg, (2010).
- [Ha08] Harzheim, L.: *Strukturoptimierung*. Grundlagen und Anwendung. Verlag Harri Deutsch, (2008).
- [He13] Henger, M.: *Zur Betriebsfestigkeit elektrischer Maschinen in Elektro- und Hybridfahrzeugen*. Springer Vieweg, Wiesbaden, (2013).
- [HEG11] Heißing, B.; Ersoy, M.; Gies, S.: *Fahrwerkhandbuch*. Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. Vieweg Teubner, Wiesbaden, (2011).
- [HG+99] Harzheim, L.; Graf, G.; Klug, S.; Liebers, J.: *Topologieoptimierung im praktischen Einsatz*. In *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift*, CI, 7, (1999); S. 530–539.
- [HLF11] Huang, M. S.; Lin, T. Y.; Fung, R.-F.: *Key design parameters and optimal design of a five-point double-toggle clamping mechanism*. In *Applied Mathematical Modelling*, XXXV, 9, (2011); S. 4304–4320.
- [Ho01] Howell, L. L.: *Compliant Mechanisms*. John Wiley and Sons Ltd., New York, (2001).
- [Ho87] Hoffman, K.: *Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen*. Hottinger Baldwin Messtechnik, Darmstadt, (1987).
- [IC12] Ivanov, I.; Corves, B.: *Ein Ansatz zur Charakterisierung stoffschlüssiger Gelenke zwecks optimaler Auslegung eines Mikromanipulators*. 16. VDI Getriebetagung - Bewegungstechnik 2012, VDI, Nürtingen, (2012).

- [IC14] Ivanov, I.; Corves, B.: *Stiffness-Oriented Design Of A Flexure Hinge-Based Parallel Manipulator*. In Mechanics based design of structures and machines, XLII, 3, (2014); S. 326–342.
- [Ja08] Jarosch, P.: *Zur Lebensdauerprognose zyklisch hoch belasteter Kugelgewindetriebe*. Dissertation, Universität Duisburg-Essen, Duisburg, (2008).
- [JM01] Johannaber, F.; Michaeli, W.: *Handbuch Spritzgießen*. Carl Hanser Verlag München Wien, München, (2001).
- [Jo04] Johannaber, F.: *Kunststoff-Maschinenführer*. Carl Hanser Verlag München Wien, München, (2004).
- [Ju04] Jungnickel, U.: *Miniaturisierte Positioniersysteme mit mehreren Freiheitsgraden auf der Basis monolithischer Strukturen*. Dissertation, Universität Darmstadt, Darmstadt, (2004).
- [KCH11] Kerle, H.; Corves, B.; Hüsing, M.: *Getriebetechnik*. Grundlagen, Entwicklung und Anwendung ungleichmäßig übersetzender Getriebe. Vieweg Teubner, Wiesbaden, (2011).
- [Ke13] Kern, D.: *Neuartige Drehgelenke für reibungsarme Mechanismen - Auslegungskriterien und Berechnungsmethoden*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, (2013).
- [Kl11] Klein, B.: *Leichtbau-Konstruktion*. Berechnungsgrundlagen und Gestaltung. Vieweg Teubner, Wiesbaden, (2011).
- [Kl12a] Klein, B.: *FEM*. Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Springer Vieweg, Wiesbaden, (2012).
- [Kl12b] Kloninger, P.: *Pro/Mechanica verstehen lernen*. für Pro/Engineer Wildfire 4.0 und Creo Elements/Pro 5.0. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg, (2012).
- [Ko11] Kober, M.: *Ein Beitrag zur strukturmechanischen Optimierung realer Bauteile in metallischer und Faserverbundbauweise unter Verwendung von wirkebenenbasierten Bruchkriterien*. Dissertation, Technische Universität Cottbus, Cottbus, (2011).
- [KR+13] Kern, D.; Rösner, M.; Bauma, E.; Seemann, W.; Lammering, R.; Schuster, T.: *Key features of flexure hinges used as rotational joints: Translation from concentrated to distributed compliances*. In Forschung im Ingenieurwesen/Engineering Research, LXXVII, 3-4, (2013); S. 117–125.
- [KSW05] Kappelmüller, W.; Steinbichler, G.; Wobbe, H.: *Holmlos - Was bringt's?* In Kunststoffe, VII, (2005); S. 87–91.
- [LH03] Lin, W. Y.; Hsiao, K. M.: *Investigation of the friction effect at pin joints for the five-point double toggle clamping mechanism of injection molding machines*. In International Journal of Mechanical Science, XLV, 11, (2003); S. 1913–1927.
- [LH04] Lin, W. Y.; Hsiao, K. M.: *Study on improvements of the five-point double-toggle mould clamping mechanism*. In Journal of Mechanical Engineering Science, CCXVIII, 7, (2004); S. 761–774.
- [LK+08] Lange, K.; Kammerer, M.; Pöhlandt, K.; Schöck, J.: *Fließpressen*. Wirtschaftliche Fertigung metallischer Präzisionswerkstücke. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, (2008).

- [LM12] Linß, S.; Milojevic, A.: *Model-based design of flexure hinges for rectilinear guiding with compliant mechanism in prediction systems*. Mechanismentechnik in Ilmenau, Budapest und Nis, Technische Universität Ilmenau, Ilmenau, (2012).
- [LM95] Luck, K.; Modler, K.-H.: *Getriebetechnik*. Analyse, Synthese, Optimierung. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, (1995).
- [Lo94] Lohse, G.: *Konstruktion von Kurvengetrieben*. Grundlagen für die erfolgreiche Entwicklung ungleichförmig übersetzender Getriebe. Expert Verlag, Renningen-Malmsheim, (1994).
- [LSH06] Lin, W. Y.; Shen, C. L.; Hsiao, K. M.: *A case study of the five-point double-toggle mould clamping mechanism*. In Journal of Mechanical Engineering Science, CCXX, 4, (2006); S. 527–535.
- [LZ11] Linß, S.; Zentner, L.: *Gestaltung von Festkörpergelenken für den gezielten Einsatz in ebenen nachgiebigen Mechanismen*. 9. Kolloquium Getriebetechnik, Technische Universität Chemnitz, Chemnitz, (2011).
- [Ma90] Mattheck, C.: *Design and growth rules for biological structures and their application to engineering*. In Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, XIII, 5, (1990); S. 535–550.
- [Ma97] Mattheck, C.: *Design in der Natur*. Der Baum als Lehrmeister. Rombach Ökologie, Freiburg im Breisgau, (1997).
- [MB98] Mattheck, C.; Bethge, K.: *The structural optimization of trees*. In Naturwissenschaften, LXXXV, 1, (1998); S. 1–10.
- [MH+10] Modler, N.; Hufenbach, W.; Renner, O.; Knötig, T.; Modler, K.-H.; Lin, S.: *Auslegung und Gestaltung von Nachgiebigkeitsmechanismen*. In VDI Bewegungstechnik 2010, VDI-Bericht 2116, (2010); S. 177–190.
- [MR99] Mattheck, C.; Reuschel, D.: *Design nach der Natur*. In Physik in unserer Zeit, XXX, 6, (1999); S. 253–258.
- [MS00] Müglitz, J.; Schönherr, J.: *Mechanismen und Manipulatoren mit stoffpaarigen Gelenken - Bauformen, Auslegung, Beispiele*. VDI-Getriebetagung 2000, VDI, Veitshöchheim, (2000).
- [N.N.13a] N.N.: *Dassault Systemes - Modeling Contact with Abaqus/Standard*. Training Notes, Dassault Systemes Deutschland GmbH, (2013).
- [N.N.13b] N.N.: *Dassault Systemes - Topology and Shape Optimization in Abaqus*. Training Notes, Dassault Systemes Deutschland GmbH, (2013).
- [Na12] Nasdala, L.: *FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik*. Springer Vieweg, Wiesbaden, (2012).
- [Ne06] Neugebauer, R.: *Parallelkinematische Maschinen*. Entwurf, Konstruktion, Anwendung. Springer Science + Business Media B.V., Berlin, Heidelberg, (2006).
- [PM08] Pötsch, G.; Michaeli, W.: *Injection Molding*. An Introduction. Carl Hanser Verlag, Munich, (2008).
- [PP12] Pavlovic, N. T.; Pavlovic, N. D.: *Modelling of a compliant Scott-Russel mechanism with small length flexural pivots*, Technische Universität Ilmenau, Ilmenau, (2012).

- [PS14] Pfeiffer, F.; Schindler, T.: *Einführung in die Dynamik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg, (2014).
- [Pu11] Puzik, A.: *Genauigkeitssteigerung bei der spanenden Bearbeitung mit Industrierobotern durch Fehlerkompensation mit 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik*. Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart, (2011).
- [Ra06] Raatz, A.: *Stoffschlüssige Gelenke aus pseudo-elastischen Formgedächtnislegierungen in Parallelrobotern*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, (2006).
- [RKJ10] Raghavendra, M. R. A.; Kumar, A. S.; Jagdish, B. N.: *Design and analysis of flexure-hinge parameter in microgripper*. In The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, XLIX, 9-12, (2010); S. 1185–1193.
- [RM+10] Radermacher, T.; Mäsing, R.; Helduser, S.; Michaeli, W.: *Der Antrieb zählt*. In Kunststoffe, IV, (2010); S. 40–44.
- [RS10] Rill, G.; Schaeffer, T.: *Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation*. Vieweg Teubner, Wiesbaden, (2010).
- [Ru11] Rust, W.: *Nichtlineare Finite-Elemente-Berechnungen*. Vieweg Teubner, Wiesbaden, (2011).
- [Sc11] Schier, K.: *Finite Elemente Modelle in der Statik und Festigkeitslehre*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg, (2011).
- [Sc13] Schumacher, A.: *Optimierung mechanischer Strukturen*. Grundlagen und industrielle Anwendung. Springer Vieweg, Berlin Heidelberg, (2013).
- [Sc67] Schulze, M.: *Untersuchungen an Kniehebeln*. Dissertation, TH Karl-Marx-Stadt, Karl-Marx-Stadt, (1967).
- [SE14] Schiehlen, W.; Eberhard, P.: *Technische Dynamik*. Rechnergestützte Modellierung mechanischer Systeme im Maschinen- und Fahrzeugbau. Springer Vieweg, Wiesbaden, (2014).
- [SH+10] Scholten, J.; Haensel, H.; Krekeler, N.; Fuchs, H.; Stenke, R.; Ejtehadi, M. H.: *Modellierung des Einflusses der Verschleißverteilung auf die Beanspruchung von Fahrwerksgelenken*. In Material Testing/Materialprüfung, LII, 7-8, (2010); S. 463–469.
- [Sh05] Shabana, A. A.: *Dynamics of Multibody Systems*. Cambridge University Press, Cambridge, (2005).
- [Sh10] Shabana, A. A.: *Computational Dynamics*. John Wiley and Sons Ltd., Chichester, (2010).
- [SHB13] Schramm, D.; Hiller, M.; Bardini, R.: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer Vieweg, Berlin Heidelberg, (2013).
- [SHB93] Steinhilper, W.; Hennerici, H.; Britz, S.: *Kinematische Grundlagen ebener Mechanismen und Getriebe*. Vogel Buchverlag, Würzburg, (1993).
- [Si13] Simeon, B.: *Computational Flexible Multibody Dynamics*. A Differential-Algebraic Approach. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg, (2013).
- [Sm00] Smith, S. T.: *Flexures - Elements of Elastic Mechanisms*. Gordon and Breach Science Publishers, Amsterdam, (2000).
- [St12] Steinke, P.: *Finite-Elemente-Methode*. Rechnergestützte Einführung. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, (2012).

- [Su11] Schutzrecht, EP 2 004 384 B1 (22.06.2011). Sumitomo (SHI) Demag Plastics Machinery GmbH.
- [Tr65] Trepte, H.: *Ein Beitrag zur Klärung des Betriebsverhaltens von Schließeinheiten an Spritzgießmaschinen*. Dissertation, TH Karl-Marx-Stadt, Karl-Marx-Stadt, (1965).
- [TS+10] Tian, Y.; Shirinzadeh, B.; Zhang, D.; Zhong, Y.: *Three flexure hinges for compliant mechanism designs based on dimensionless graph analysis*. In Precision Engineering, XXXIV, 1, (2010); S. 92–100.
- [Ur12] Urbanek, O.: *Die Energie-Effizienz-Ziele der EU - Utopie oder Realismus?* 9. Duisburger Extrusionstagung, Duisburg, (2012).
- [VD11] Richtlinie, VDI, 2230: *Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen*. Beuth Verlag, Berlin, (2011).
- [VD84] Richtlinie, VDI, 2130: *Getriebe für Hub- und Schwingbewegungen - Konstruktion und Berechnung viergliedriger ebener Gelenkgetriebe für gegebene Totlagen*. Beuth Verlag, Berlin, (1984).
- [VD91] Richtlinie, VDI, 2727: *Konstruktionskataloge - Lösung von Bewegungsaufgaben mit Getrieben*. Beuth Verlag, Berlin, (1991).
- [VD93] Richtlinie, VDI, 2127: *Getriebetechnische Grundlagen - Begriffserklärungen der Getriebe*. Beuth Verlag, Berlin, (1993).
- [VE12] Vogel, M.; Ebel, T.: *Creo Parametric Creo Simulate*. Einstieg in die Konstruktion und Simulation mit Creo 1.0. Carl Hanser Verlag München, München, (2012).
- [Vo79] Volmer, J.: *Getriebetechnik*. Lehrbuch. VEB Verlag Technik, Berlin, (1979).
- [Vo89] Volmer, J.: *Getriebetechnik*. Leitfaden. Vieweg, Braunschweig, Wiesbaden, (1989).
- [Vo92] Volmer, J.: *Getriebetechnik*. Grundlagen. Verlag Technik GmbH Berlin-München, Berlin, (1992).
- [Wa06] Schutzrecht, US 2006/0083817 A1 (20.04.2006). Wang, J.-H.
- [Wi08] Wittenburg, J.: *Dynamics of Multibody Systems*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg, (2008).
- [WM+09] Wittel, H.; Muhs, D.; Jannasch, D.; Voßiek, J.: *Roloff/Matek Maschinenelemente - Tabellenbuch*. Vieweg Teubner, Wiesbaden, (2009).
- [Wo11] Woernle, C.: *Mehrkörpersysteme*. Eine Einführung in die Kinematik und Dynamik von Systemen starrer Körper. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg, (2011).
- [WS06] Wissmann, J.; Sarnes, K.-D.: *Finite Elemente in der Strukturmechanik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg, (2006).
- [ZD06] Zelenika, S.; De Bona, F.: *Design of microsystems based on compliant structures and devices*. International Design Conference, Dubrovnik, (2006).
- [Ze12] Zentner, L.: *Klassifikation nachgiebiger Mechanismen und Aktuatoren*. Mechanismentechnik in Ilmenau, Budapest und Nis, Technische Universität Ilmenau, Ilmenau, (2012).

Unveröffentlichte und durch den Autor betreute studentische Arbeiten am Lehrstuhl

- [a1] Al-Bayati, S.: *Machbarkeitsstudie zum Einsatz von wartungsfreien Schwerlastgelenken am Beispiel einer Kniehebelschließereinheit an Kunststoffspritzgießmaschinen*. Bachelorarbeit, (2012)
- [a2] Borchert, T.: *Entwicklung einer beanspruchungsgerechten und rotationssymmetrischen Bolzengeometrie für den Einsatz in hochbelasteten Gelenken*. Masterarbeit, (2015)
- [a3] Buggeln, C.: *Entwicklung eines Prüfkörpers am Beispiel eines elastischen Kniehebelgelenks unter Berücksichtigung praxisnaher Bauteilbelastungen*. Bachelorarbeit, (2015)
- [a4] Ertugrul, T.: *Analyse des strukturmechanischen Verhaltens und der Kontaktsituation in den Gelenken einer 5-Punkt-Doppelkniehebelschließereinheit mithilfe der Finite-Elemente-Methode*. Bachelorarbeit, (2014)
- [a5] Haase, T.: *Beanspruchungsgerechte Geometrieoptimierung einer hochbeanspruchten Kniehebelschließereinheit unter Berücksichtigung der Kontaktsituation in den Gelenken*. Masterarbeit, (2014)
- [a6] Köpe, P.: *Neuartiges Konzept für eine radial abdichtende Rückströmsperre im Einsatz von Kunststoffspritzgießmaschinen*. Masterarbeit, (2012)
- [a7] Lemmen, P.: *Entwicklung und Anwendung eines Mehrkörpersimulationsmodells unter Berücksichtigung des elastischen Strukturverhaltens am Beispiel einer 5-Punkt-Doppelkniehebelschließereinheit*. Bachelorarbeit, (2015)
- [a8] Li, X.: *Entwicklung eines Programms zur automatischen Ermittlung charakteristischer Kennwerte für Elastomerbauteile anhand dynamischer Kurzzeit- und quasistatischer Versuche nach Gerlach*. Bachelorarbeit, (2013)
- [a9] Nair, R.: *Development and verification of a hybrid multi-body simulation model for the analysis of the kinematic characteristics of a 5-point double-toggle clamping unit as a reference*. Masterthesis, (2014)
- [a10] Neubrech, B.: *Konzeptentwicklung und Konstruktion einer Prüfvorrichtung zur praxisnahen Belastung von nicht-rotationssymmetrischen Gelenken*. Bachelorarbeit, (2013)
- [a11] Neubrech, B.: *Aufbau und Inbetriebnahme einer Prüfvorrichtung zur Versuchsdurchführung an nicht-rotationssymmetrischen Gelenken unter praxisnahen Belastungen*. Masterarbeit, (2015)
- [a12] Speikamp, C.: *Konstruktionssystematische Untersuchung aktueller Gelenksysteme zur Entwicklung alternativer Gelenkkonzepte in einer Kniehebelschließereinheit*. Bachelorarbeit, (2013)
- [a13] Speikamp, C.: *Konzeptentwicklung für Schließereinheiten mit elastischem Schließkraftaufbau durch den Einsatz von Festkörpergelenken*. Masterarbeit, (2015)

Eigene Veröffentlichungen des Autors

- [b1] Gronhoff, B.; Wortberg, J.: *Concept development and topology optimization of joint geometries for 5-point double-toggle clamping mechanisms*. Society of Plastics Engineering Annual Technical Conference (SPE ANTEC), Las Vegas, USA, (2014)
- [b2] Wegner, A.; Mielicki, C.; Grimm, T.; Gronhoff, B.; Witt, G.; Wortberg, J.: *Determination of Robust Material Qualities and Processing Conditions for Laser Sintering of Polyamide 12*. Polymer Engineering and Science, Volume 54, Issue 7, p. 1540-1554, (2013)
- [b3] Mielicki, C.; Gronhoff, B.; Wortberg, J.: *Effects of Laser Sintering processing time and temperature on changes in Polyamide 12 powder particle size, shape and distribution*. Proceedings of Polymer Processing Society 29th (PPS-29), Nürnberg, Deutschland, (15.07.-19.07.2013)
- [b4] Mielicki, C.; Gronhoff, B.; Wortberg, J.: *Rheological changes of Polyamide 12 under oscillatory shear*. Proceedings of Polymer Processing Society 29th (PPS-29), Nürnberg, Deutschland, (15.07.-19.07.2013)
- [b4] Mielicki, C.; Wegner, A.; Gronhoff, B.; Wortberg, J.; Witt, G.: *Prediction of PA12 melt viscosity in Laser Sintering by a Time and Temperature dependent rheological model*. RTEjournal - Forum für Rapid Technologie, (2012)
- [b5] Mielicki, C.; Gronhoff, B.; Wortberg, C.: *Time and temperature dependent rheological model for Polyamide 12*. Proceedings of Polymer Processing Society 28th (PPS-28), Pattaya, Thailand, (11.12.-15.12.2012)

9. Anhang

9.1 Analyse des Referenzsystems

Tabelle 9.1: Mathematische Beschreibung des Übersetzungsverhaltens zwischen der antreibenden und angetriebenen Komponente des Referenz-Kniehebelmechanismus

$$XMAXAC(mm) = \sqrt{(Hebel1 + Hebel2)^2 - YAC^2} \quad \text{Gl. 9-1}$$

$$XAC = XMAXAC - XBWAP \quad \text{Gl. 9-2}$$

$$\alpha(deg) = \tan^{-1}\left(\frac{YAC}{XAC}\right) \quad \text{Gl. 9-3}$$

$$\beta(deg) = \cos^{-1}\left(\frac{XAC^2 + YAC^2 + Hebel2^2 - Hebel1^2}{2 \cdot Hebel2 + \sqrt{XAC^2 + YAC^2}}\right) \quad \text{Gl. 9-4}$$

$$XCD = VERBCD \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad \text{Gl. 9-5}$$

$$YED = YCE - VERBCD \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad \text{Gl. 9-6}$$

$$XCE = XCD - \sqrt{Hebel3^2 - YED^2} \quad \text{Gl. 9-7}$$

$$XKK = XMAXCE - XCE \quad \text{Gl. 9-8}$$

9.1.1 Mehrkörpersimulation

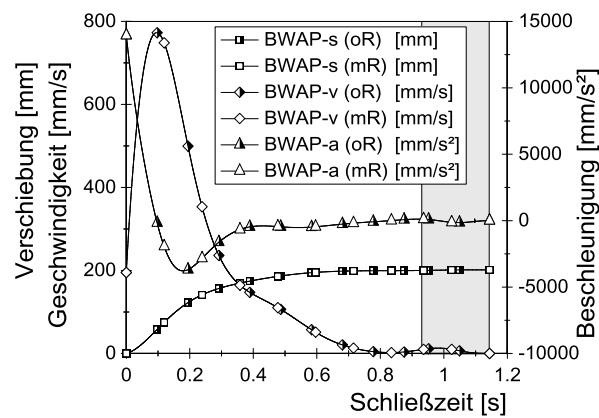


Abbildung 9.1: Vergleich der dynamischen Kenngrößen an der beweglichen Werkzeugaufspannplatte sowie der Schließkraft mit und ohne Reibung

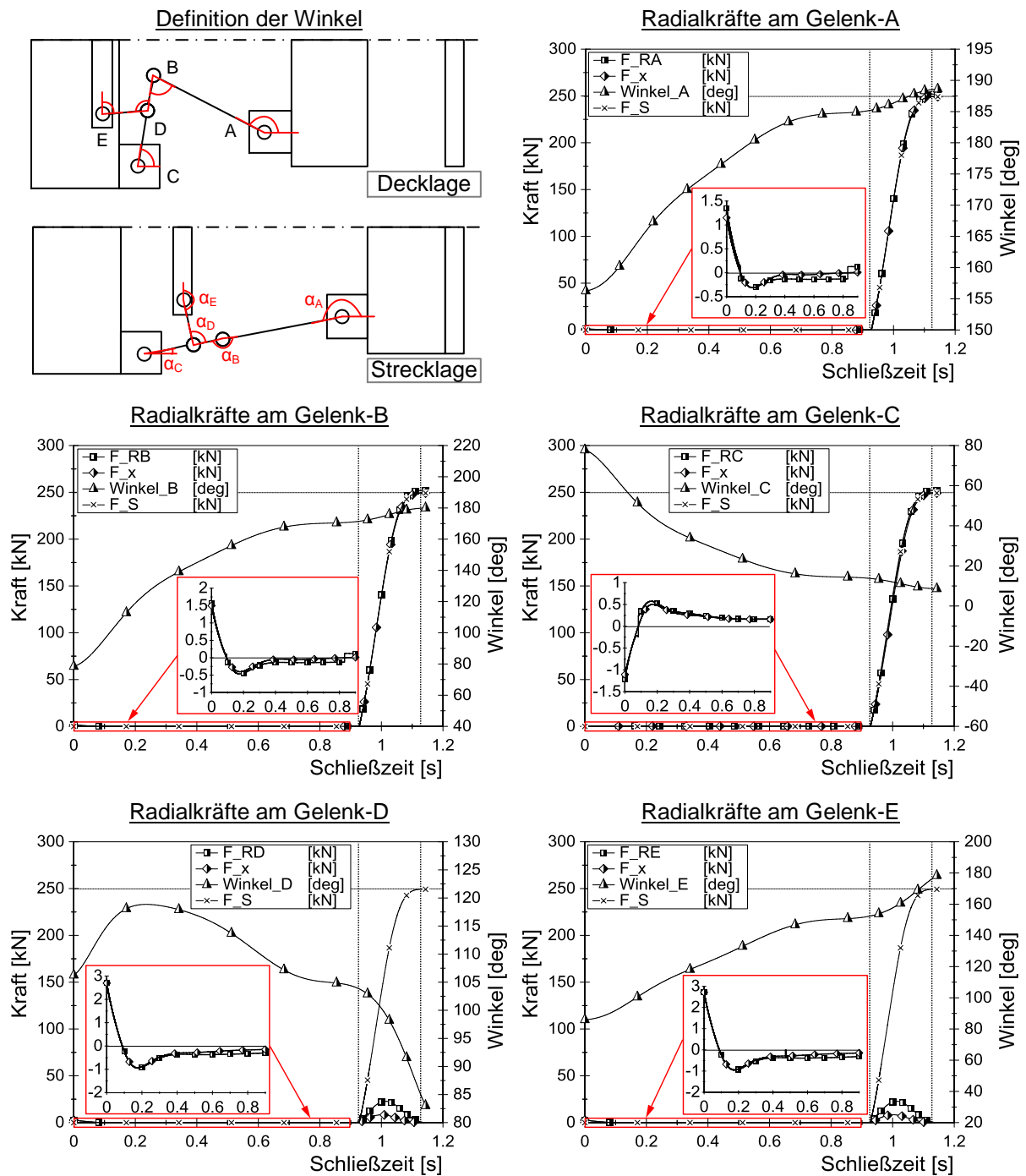


Abbildung 9.2: Gegenüberstellung der Radialkräfte, der Reaktionskräfte in x-Richtung und Schließkräfte sowie der Schwenkwinkel an den Gelenken der Referenz-Kniehebelschließeinheit

9.1.2 Dynamische Finite-Elemente-Methode

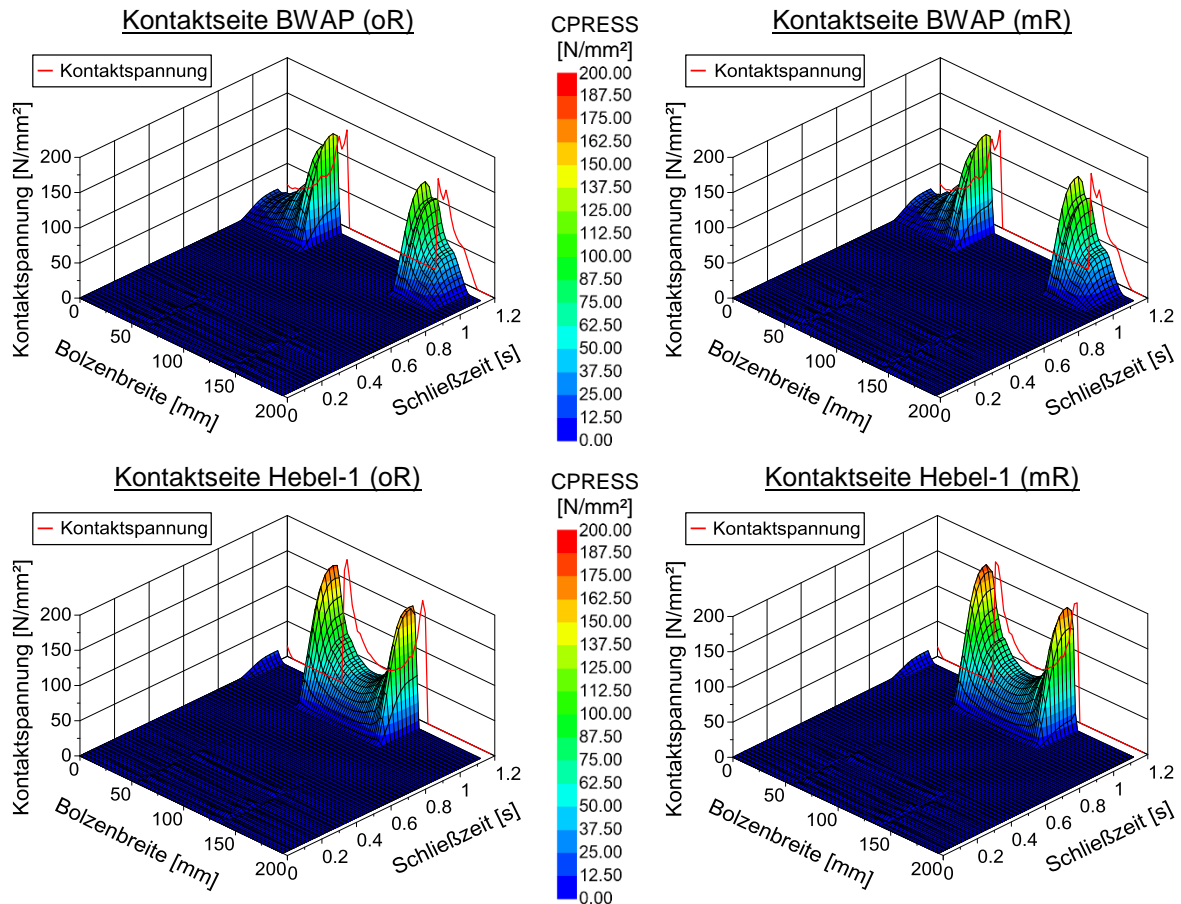


Abbildung 9.3: Gegenüberstellung der Kontaktspannungen (CPRESS) am Beispiel von Bolzen-A mit und ohne Reibungseinfluss

9.1.3 Numerische Strukturanalyse

Tabelle 9.2: Materialkennwerte der Komponenten des Referenz-Kniehebelmechanismus (nach [Cl06, De08, De11, WM+09])

Komponenten- bezeichnung	Werkstoff Kurzname	E-Modul	Streckgrenze	Zugfestigkeit	Querkon- traktion
		$\left[\frac{\text{kN}}{\text{mm}^2} \right]$	$\left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$	$\left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$	
Bolzen-A, -B, -C	42CrMo4	210	650	900-1.100	0,3
Bolzen-D, -E	42CrMo4	210	750	1.000-1.200	0,3
Hebel-1, -2	EN-GJS-450-10	169	310	450	0,275
Hebel-3	C45E	210	370	630	0,3
Kreuzkopf, hintere Abstützplatte, bewegliche Werkzeug- aufspannplatte	EN-GJS-450-10	169	310	450	0,275

Tabelle 9.3: Einstellungen der Kontaktdefinitionen im Halb- und Viertelschnittmodell

Interaction		Contact Property	
Discretization method	Surface to surface	Tangential behavior	Frictionless
Sliding formulation	Finite sliding	Normal Behavior: Pressure-Overclosure	Hard Contact
Master surface	Zylinderfläche Bohrung	Normal Behavior: Constraint enforcement method	Penalty (Standard)
Slave surface	Zylinderfläche Bolzen	Contact Stiffness	Linear

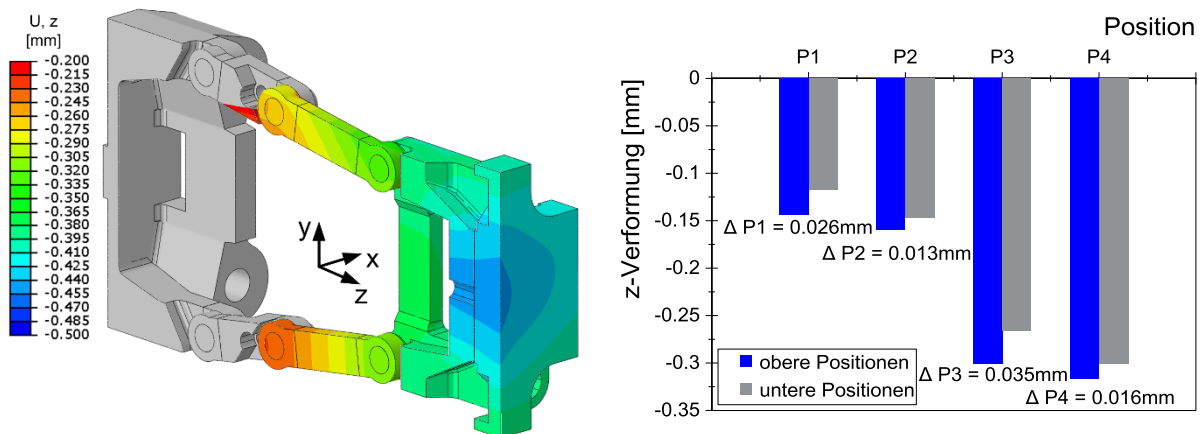


Abbildung 9.4: Auswertung der Verformungen in z-Richtung am Halbschnittmodell

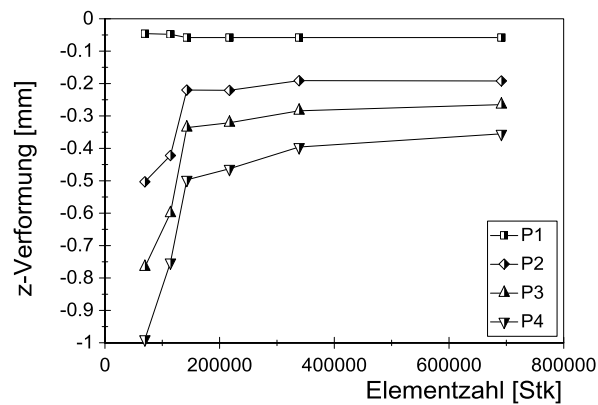


Abbildung 9.5: Auswertung des Einflusses der Elementgröße auf die Verformungen in z-Richtung

9.1.4 Numerische Kontaktanalyse

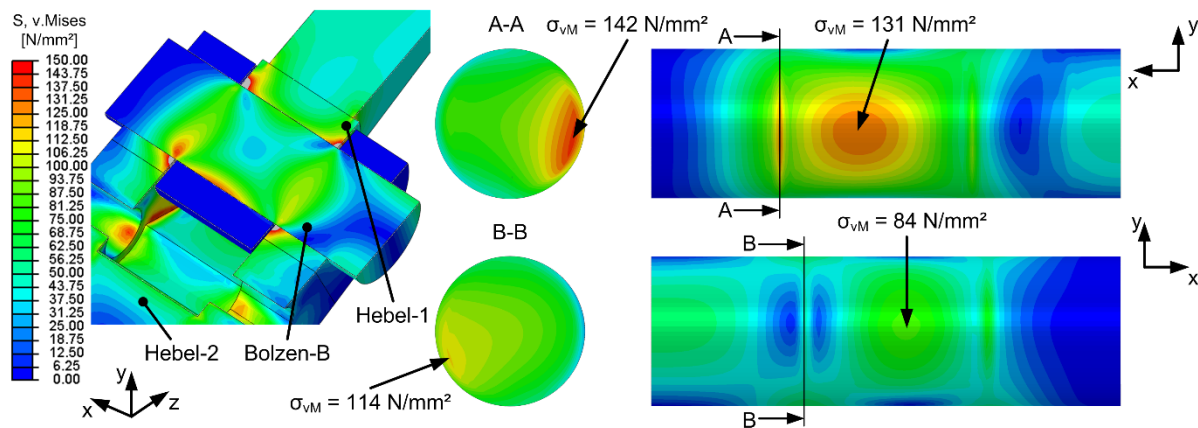


Abbildung 9.6: Auswertung der Vergleichsspannungen nach v. Mises am Gelenke-B

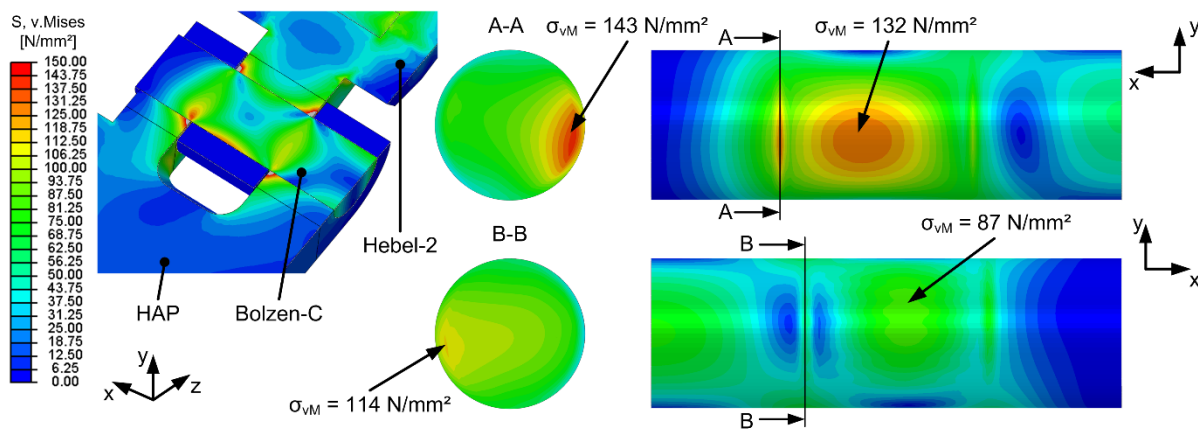


Abbildung 9.7: Auswertung der Vergleichsspannungen nach v. Mises am Gelenke-C

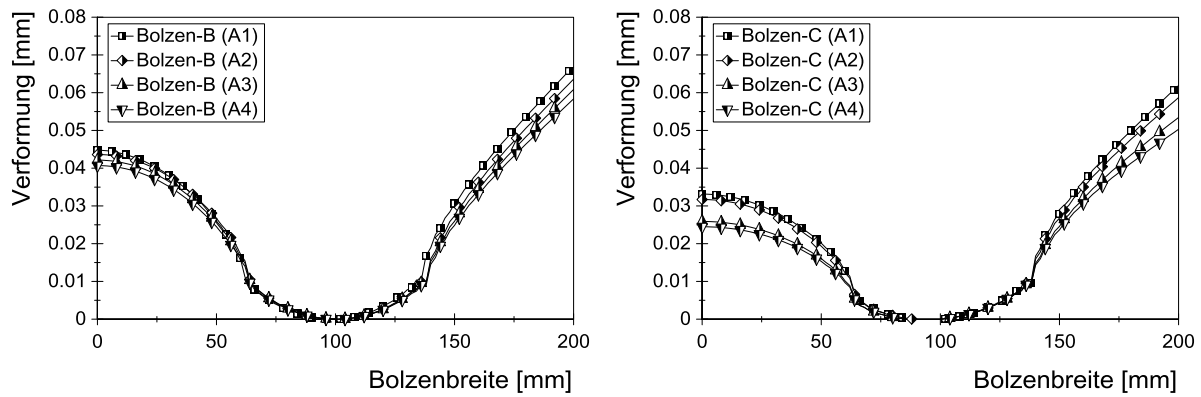


Abbildung 9.8: Auswertung der Einflussfaktoren auf die Gesamtverformungen an den Bolzen-B und -C

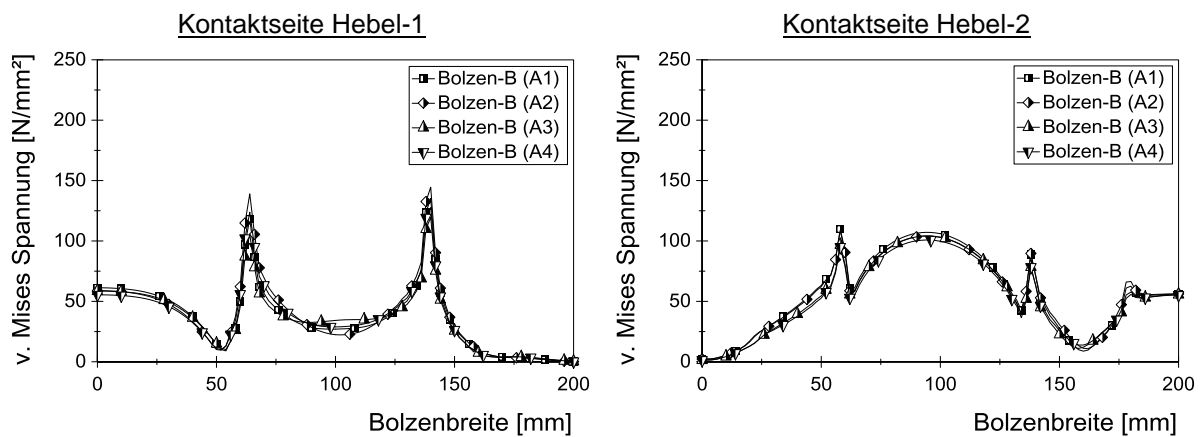


Abbildung 9.9: Auswertung der Einflussfaktoren auf die Vergleichsspannung nach v Mises am Bolzen-B

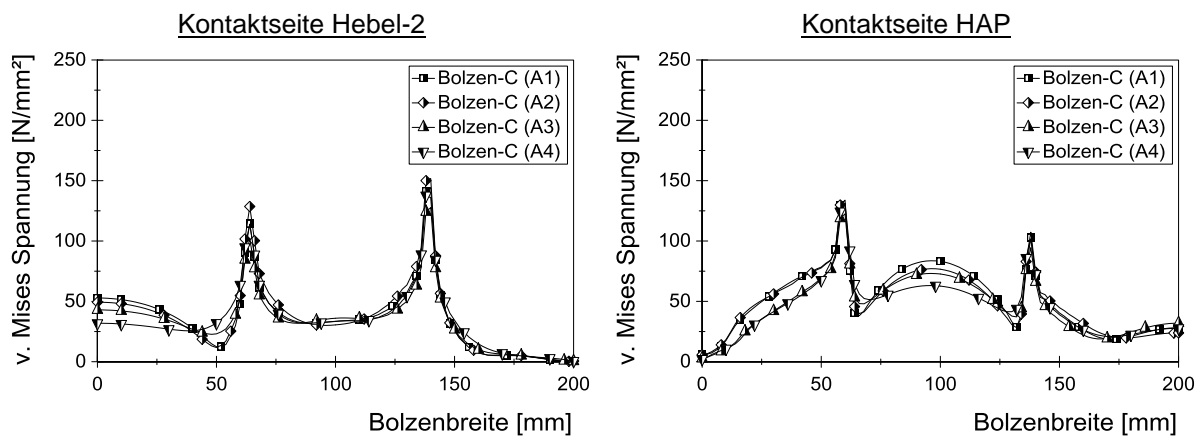


Abbildung 9.10: Auswertung der Einflussfaktoren auf die Vergleichsspannung nach v Mises am Bolzen-C

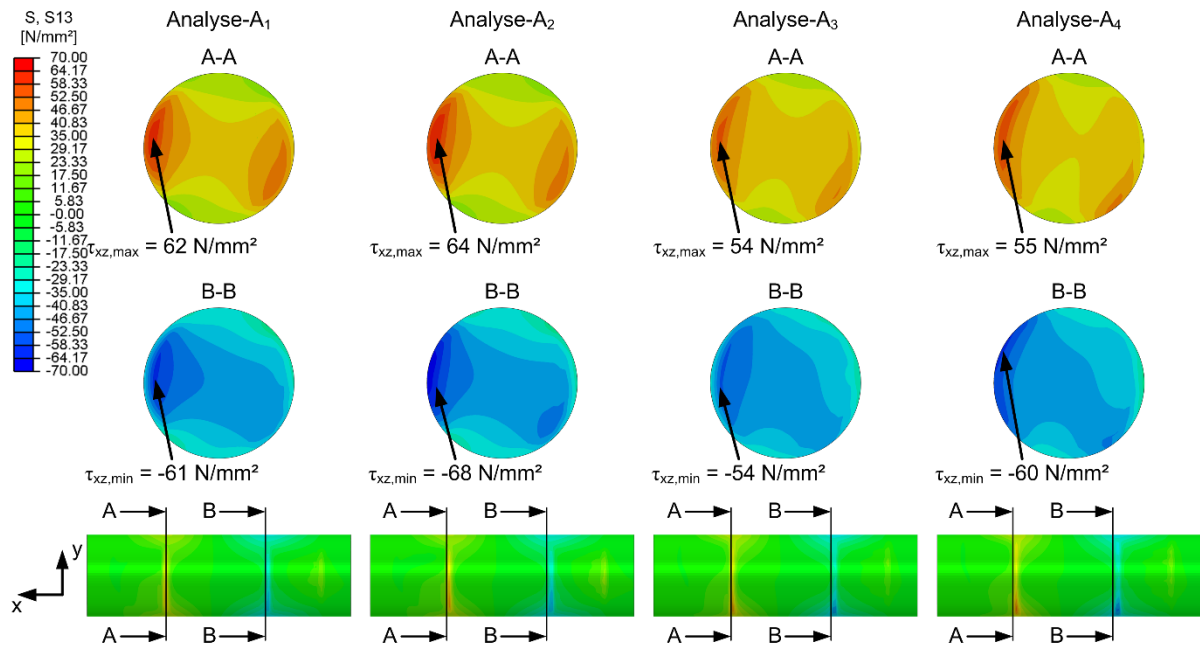


Abbildung 9.11: Auswertung der Schubspannungen in x-z-Richtung am Gelenkbolzen-B

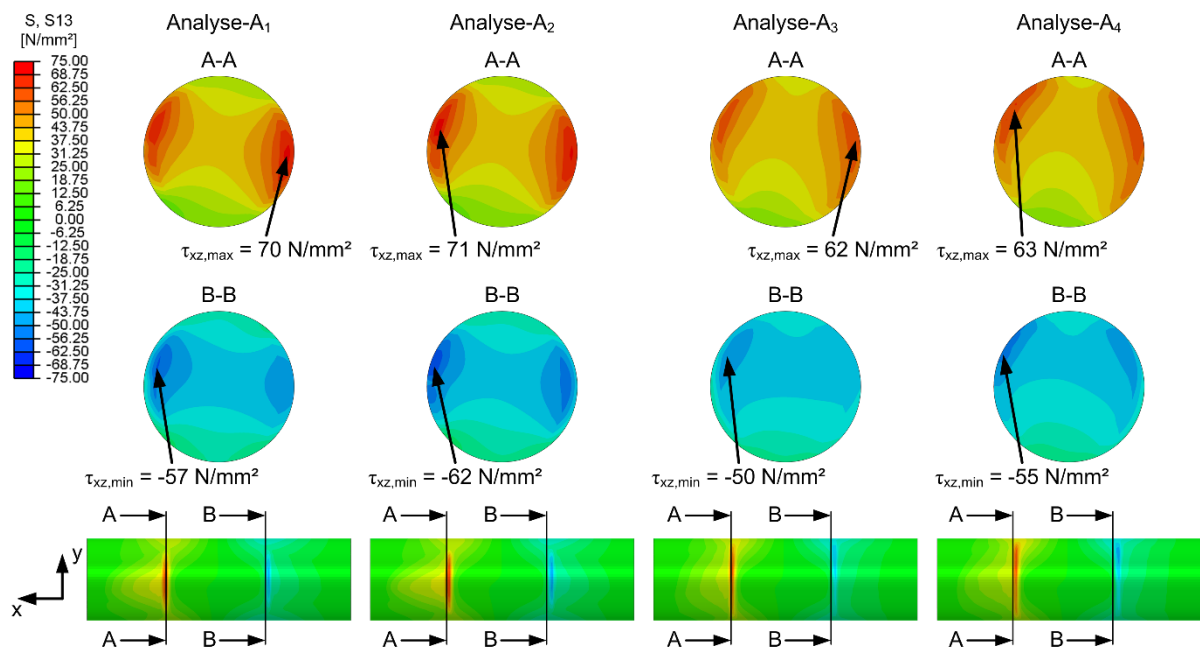


Abbildung 9.12: Auswertung der Schubspannungen in x-z-Richtung am Gelenkbolzen-C

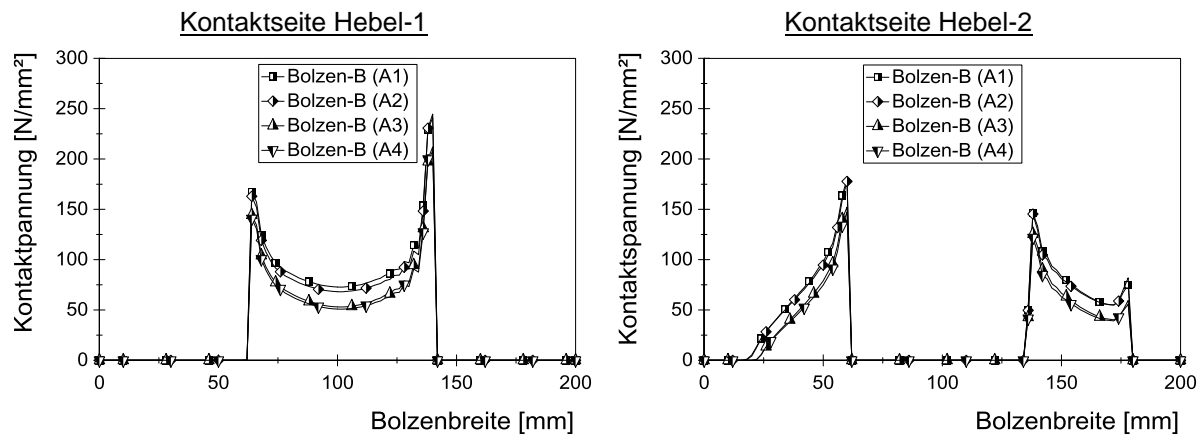


Abbildung 9.13: Auswertung der Einflussfaktoren auf die Kontaktspannungen am Bolzen-B

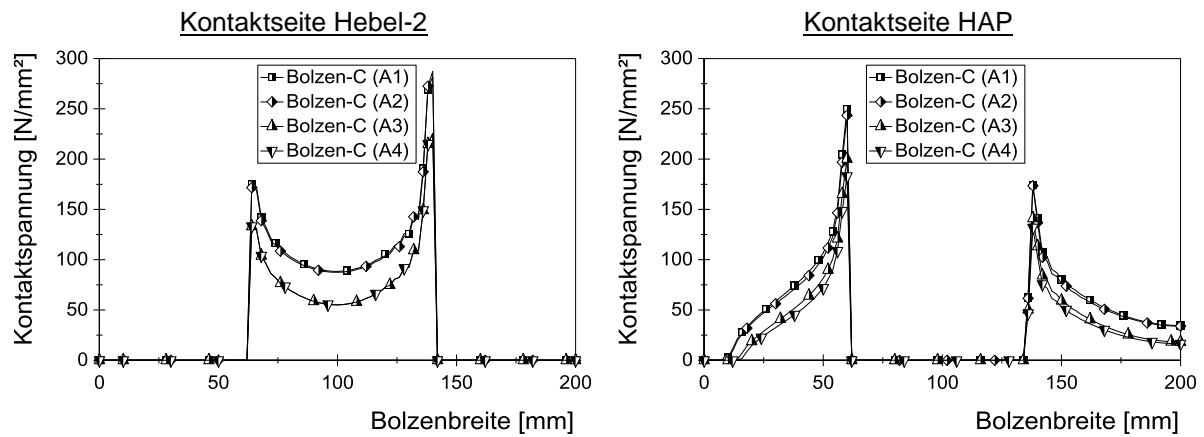


Abbildung 9.14: Auswertung der Einflussfaktoren auf die Kontaktspannungen am Bolzen-C

9.2 Rechnergestützte Entwicklung alternativer Gelenkstrukturen

9.2.1 Fertigungsgerechte Gelenkstruktur

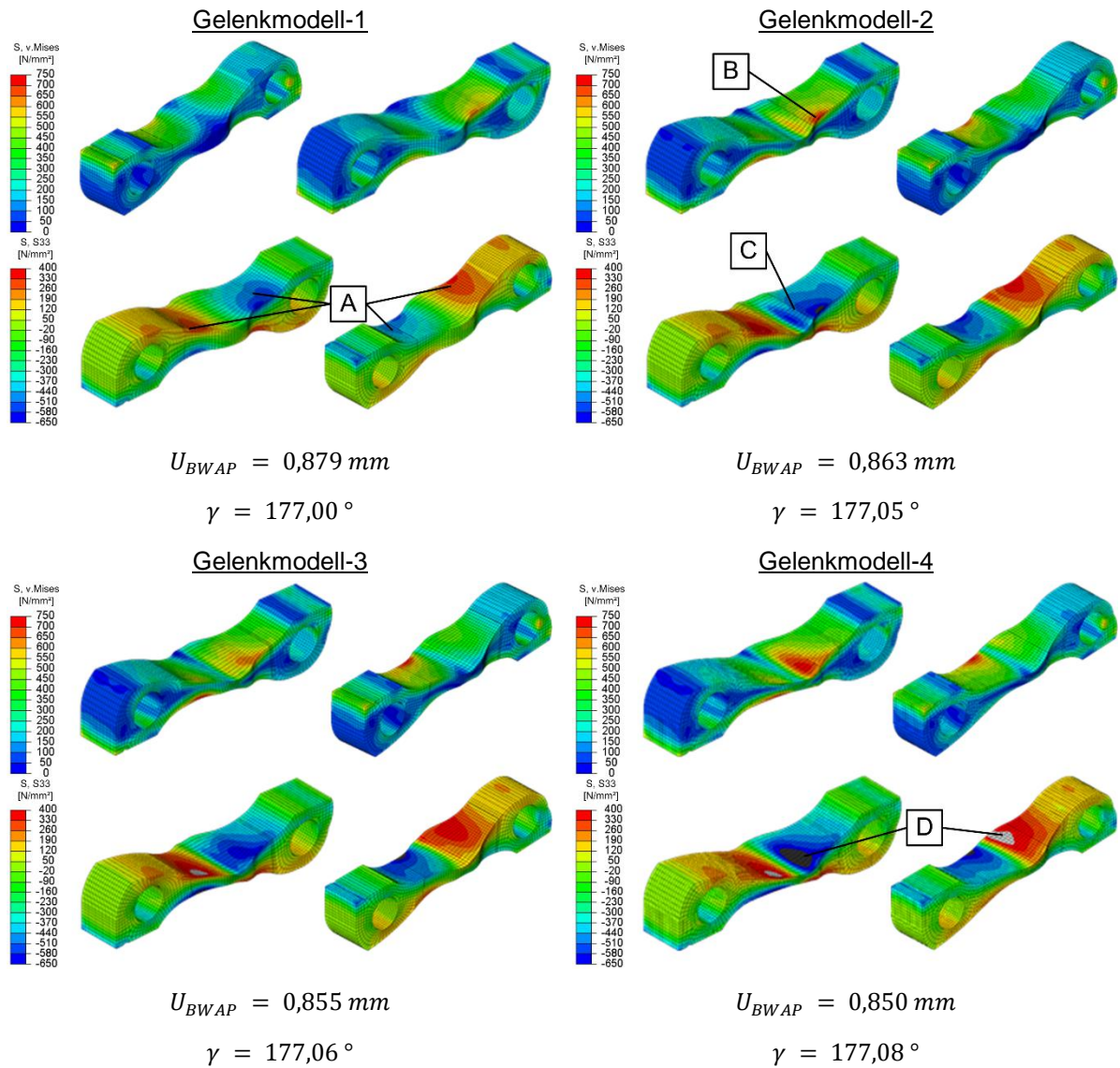


Abbildung 9.15: Auswertung und Gegenüberstellung der Vergleichskriterien für die Simulationsmodelle-1 bis -4

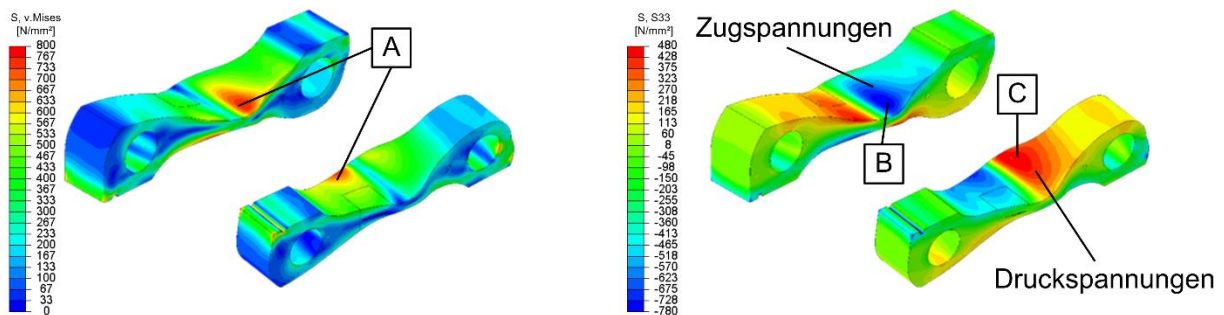


Abbildung 9.16: Gegenüberstellung der Vergleichsspannungen nach v. Mises und der Hauptnormalspannungen in z-Richtung an der finalen Gelenkgeometrie

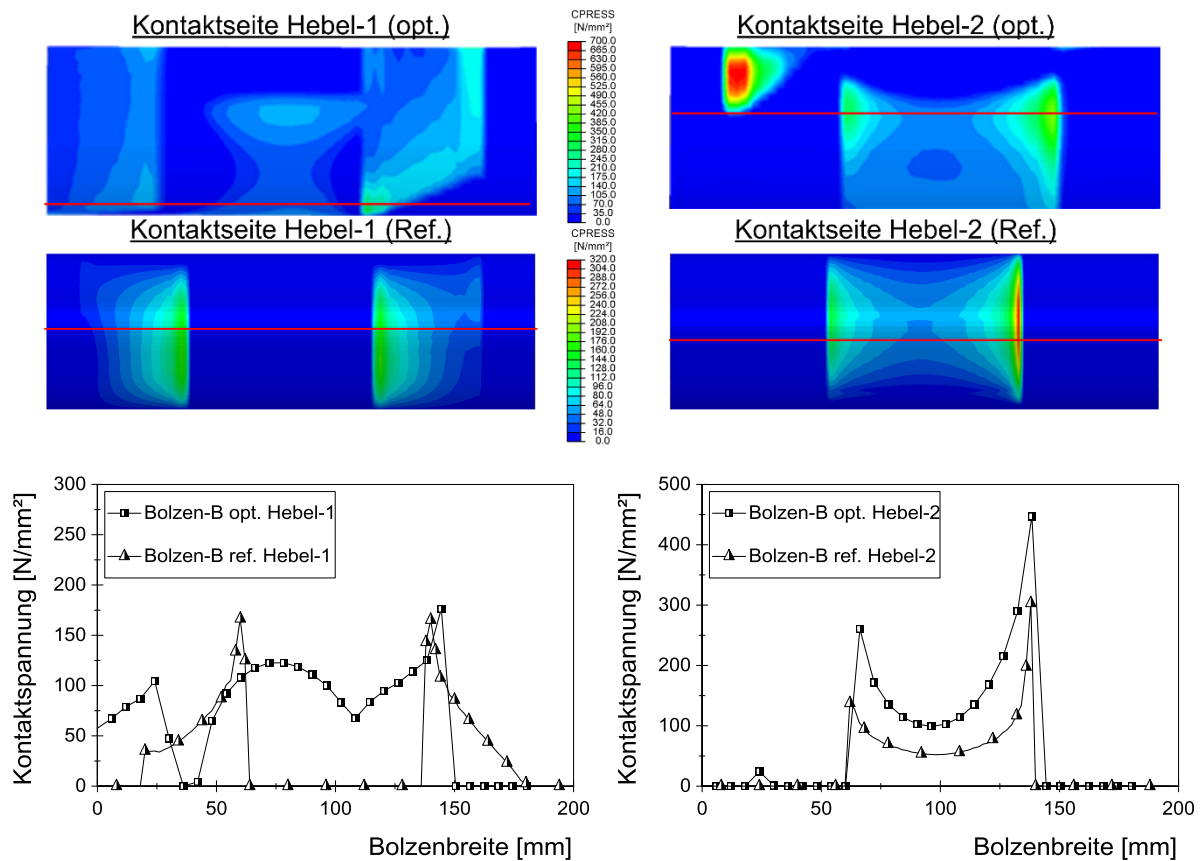


Abbildung 9.17: Gegenüberstellung der Kontaktspannungen des optimierten Modells und des Referenz-Modells am Bolzen-B

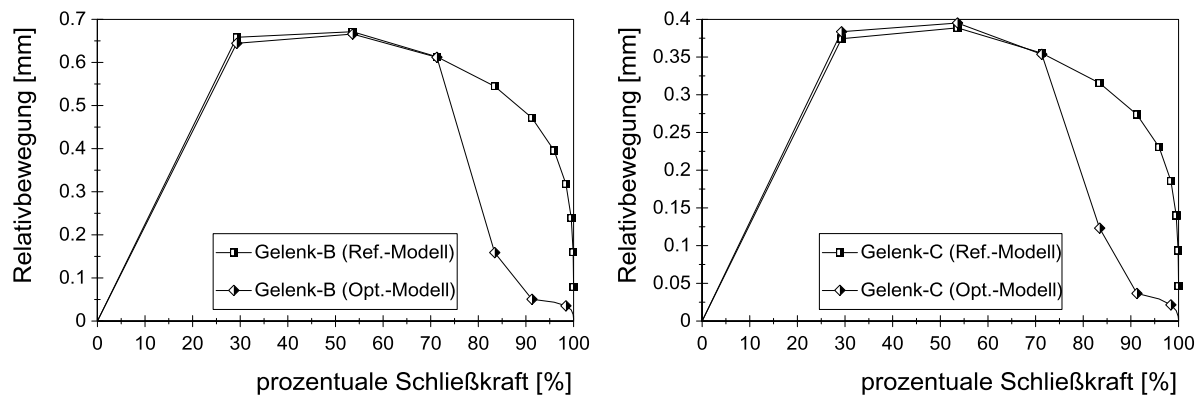


Abbildung 9.18: Verlauf der Relativbewegung über die prozentuale Schließkraft am Beispiel von Gelenk-B und Gelenk-C

Tabelle 9.4: Maße der Geometrieparameter der Modellvarianten-1 bis -4

Parameter	Einheit	Modell-1	Modell-2	Modell-3	Modell-4
R1	mm	200	300	300	400
R2	mm	237,5	100	100	175
R3	mm	80	80	80	80
R4	mm	80	80	80	80
R5	mm	200	200	600	600
R6	mm	237,5	50	50	100
R7	mm	200	237,5	237,5	380
R8	mm	100	100	100	100
R9	mm	80	80	100	225
R10	mm	70	70	70	90
R11	mm	80	80	100	120

9.2.2 Optimierung rotationssymmetrischer Gelenkbolzen

Tabelle 9.5: Definition der Messgrößen zur Ermittlung der Beanspruchungen zur Auswertung der Parameteroptimierungen

Messgröße	Beschreibung
$\sigma_{x_Flächen}$	Hauptnormalspannungen in x-Richtung in den Kontaktflächen zur Beschreibung der aus den Lagerkräften resultierenden Beanspruchungen
σ_{x_Kanten}	Hauptnormalspannungen in x-Richtung in den Bereichen der Lagerkanten
σ_{z_Bolzen}	Hauptnormalspannung in z-Richtung in der Bolzenmitte zur Beschreibung der Biegespannungen
σ_{CP_BWAP}	Kontaktspannungen in der Lagerfläche der beweglichen Werkzeugaufspannplatte
$\sigma_{CP_Hebel-1}$	Kontaktspannungen in der Lagerfläche von Hebel-1
$\sigma_{CP_Hebel-2}$	Kontaktspannungen in der Lagerfläche von Hebel-2
σ_{CP_HAP}	Kontaktspannungen in der Lagerfläche der hinteren Abstützplatte
σ_{CP_Bolzen}	Kontaktspannungen auf der Bolzenmantelfläche
σ_{CP_Kanten}	Kontaktspannungen in den Lagerkanten

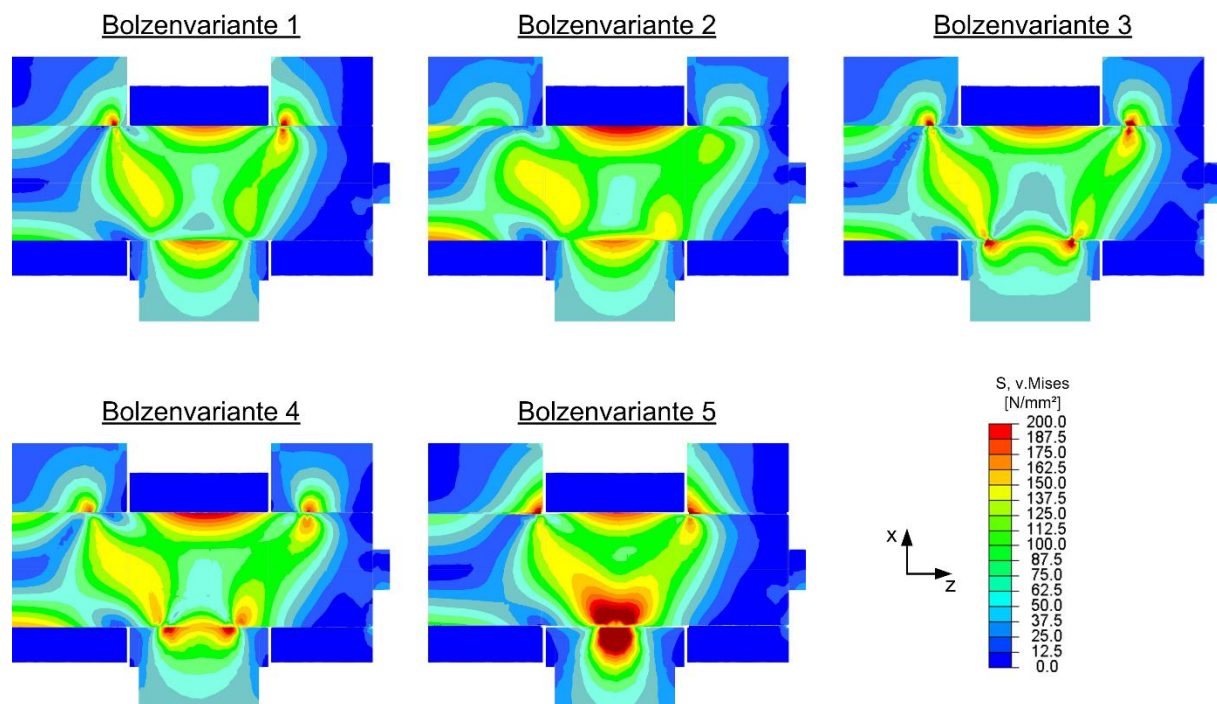


Abbildung 9.19: Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse anhand der Vergleichsspannungen nach v. Mises für die Bolzenvarianten-1 bis -5

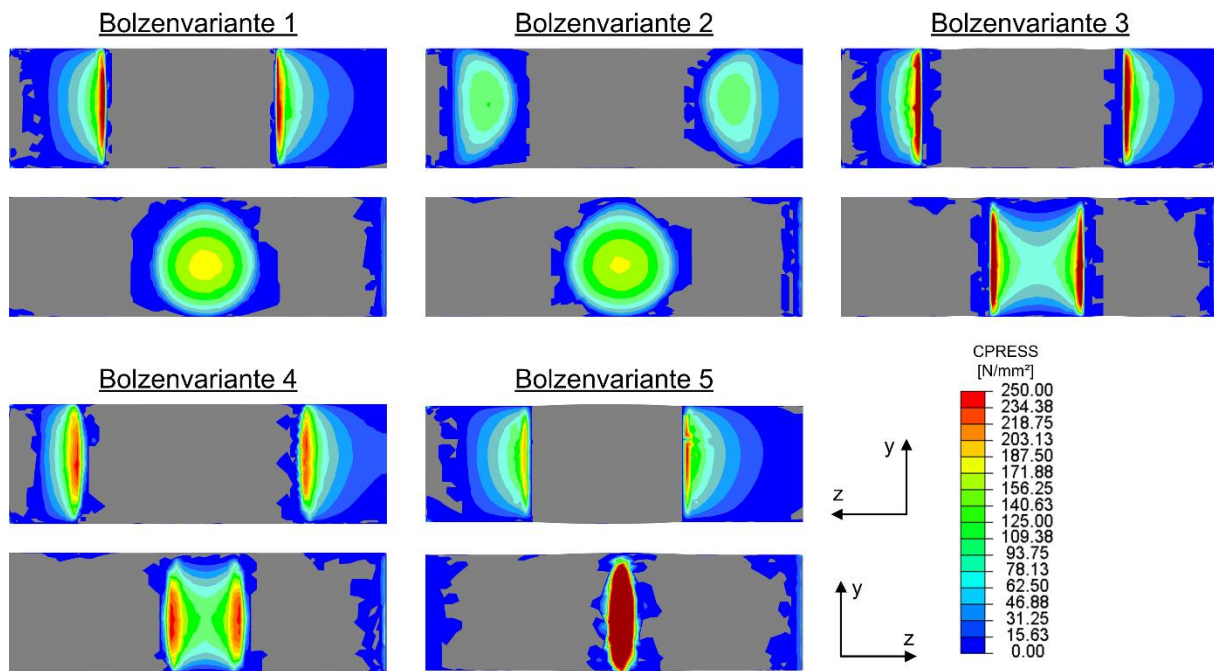


Abbildung 9.20: Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse anhand der Kontaktspannungen für die Bolzenvarianten-1 bis -5

Tabelle 9.6: Übersicht zu den Einstellungen, Restriktionen und Optimierungsparametern der Parameteroptimierung an der Bolzenvariante-2

Optimierungsziel	$\sigma_{x_Flächen} \rightarrow \text{Absolutwert minimieren}$			SQP-Algorithmus mit 3 % Optimierungs- konvergenz
Restriktion	$\sigma_{z_Bolzen} \rightarrow 190 \frac{N}{mm^2}$			
Parameter	Minimum	Startwert	Maximum	Endwert
$R1 [mm]$	10.000	10.000	20.000	20.000
$R2 [mm]$	800	1.000	2.000	1.009,39
$P1 [mm]$	15	17,5	30	16,76

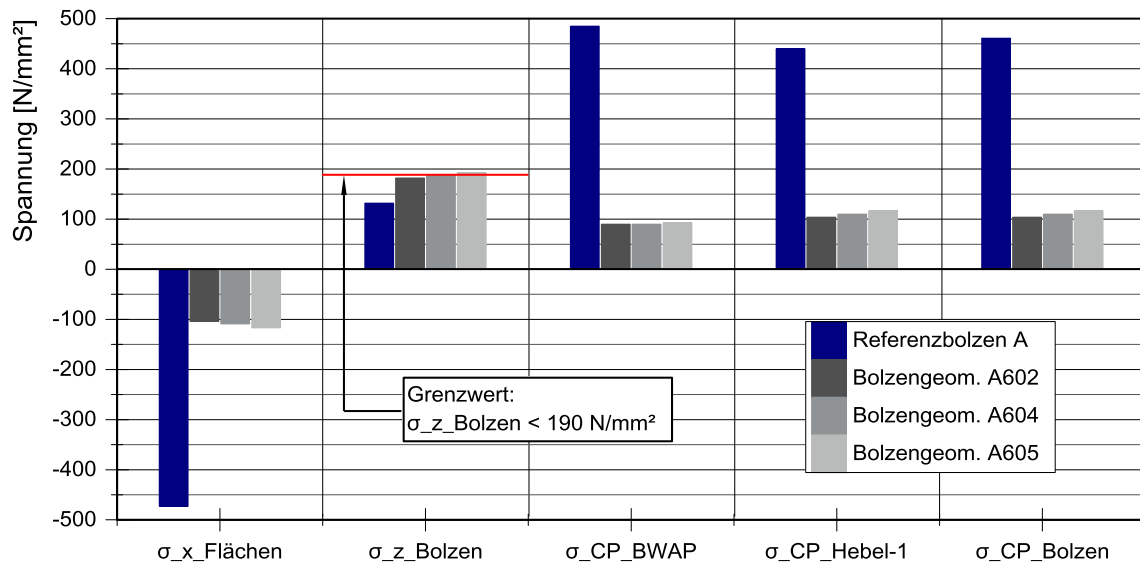


Abbildung 9.21: Gegenüberstellung der Beanspruchungen an den Messgrößen für die Bolzengeometrien A602, A604 und A605

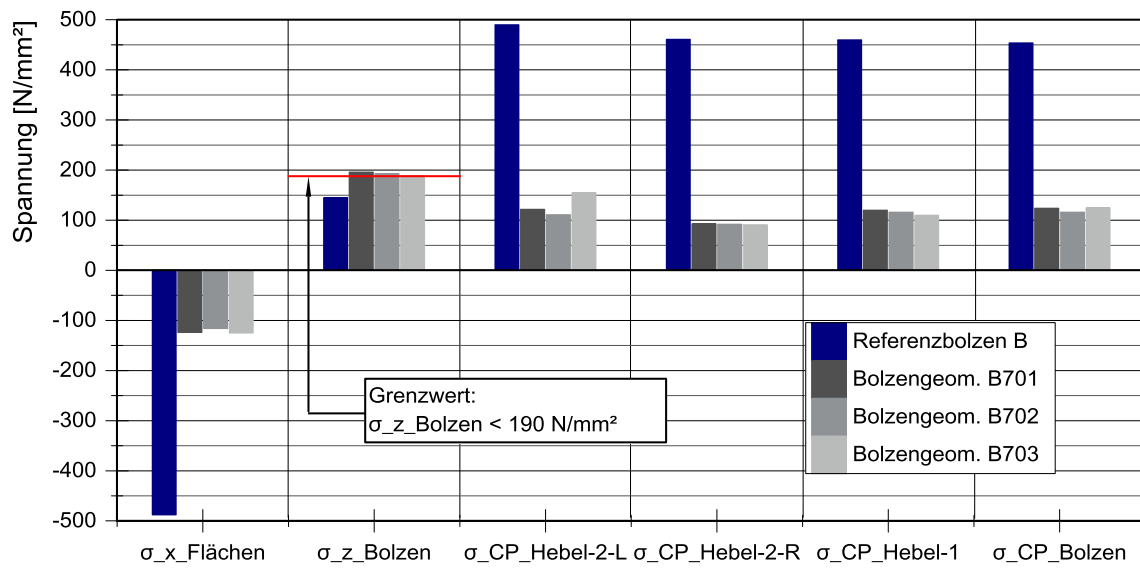


Abbildung 9.22: Gegenüberstellung der Beanspruchungen an den Messgrößen für die Bolzengeometrien B701, B702 und B703

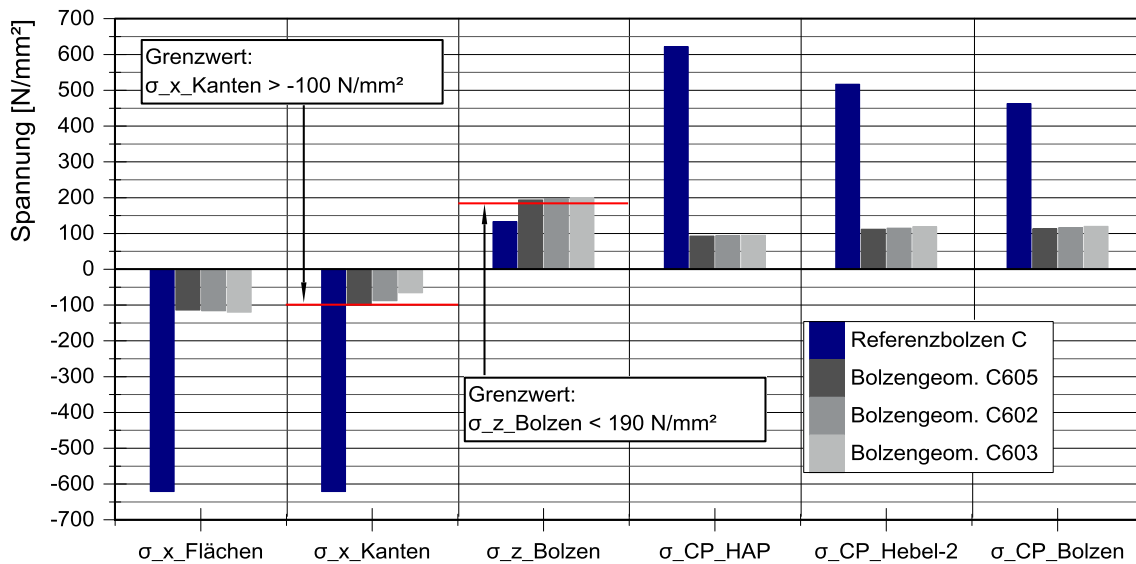


Abbildung 9.23: Gegenüberstellung der Beanspruchungen an den Messgrößen für die Bolzengeometrien C605, C602 und C603

Tabelle 9.7: Übersicht zu den Einstellungen, Restriktionen und Optimierungsparametern der Parameteroptimierung an der Bolzengeometrie B704

Optimierungsziel	$\sigma_{x_Flächen} \rightarrow \text{Absolutwert minimieren}$			SQP-Algorithmus mit 3 % Optimierungs- konvergenz
Restriktion 1	$\sigma_{z_Bolzen} < 190 \frac{N}{mm^2}$			
Restriktion 2	$\sigma_{x_Kanten} > -80 \frac{N}{mm^2}$			
Parameter	Minimum	Startwert	Maximum	Endwert
R1 [mm]	15.000	16.000	17.000	16.083
R5 [mm]	10.000	11.000	12.000	10.792
R4 [mm]	100	200	300	219,2
P3 [mm]	4	5	6	5,4

Tabelle 9.8: Übersicht zu den Einstellungen, Restriktionen und Optimierungsparametern der Parameteroptimierung an der Bolzengeometrie C605

Optimierungsziel	$\sigma_{x_Flächen} \rightarrow \text{Absolutwert minimieren}$			SQP-Algorithmus mit 3 % Optimierungs- konvergenz
Restriktion 1	$\sigma_{z_Bolzen} < 190 \frac{N}{mm^2}$			
Restriktion 2	$\sigma_{x_Kanten} > -100 \frac{N}{mm^2}$			
Parameter	Minimum	Startwert	Maximum	Endwert
R1 [mm]	15.000	16.000	18.000	16.000
R4 [mm]	100	200	300	200
P3 [mm]	4	5	6	5

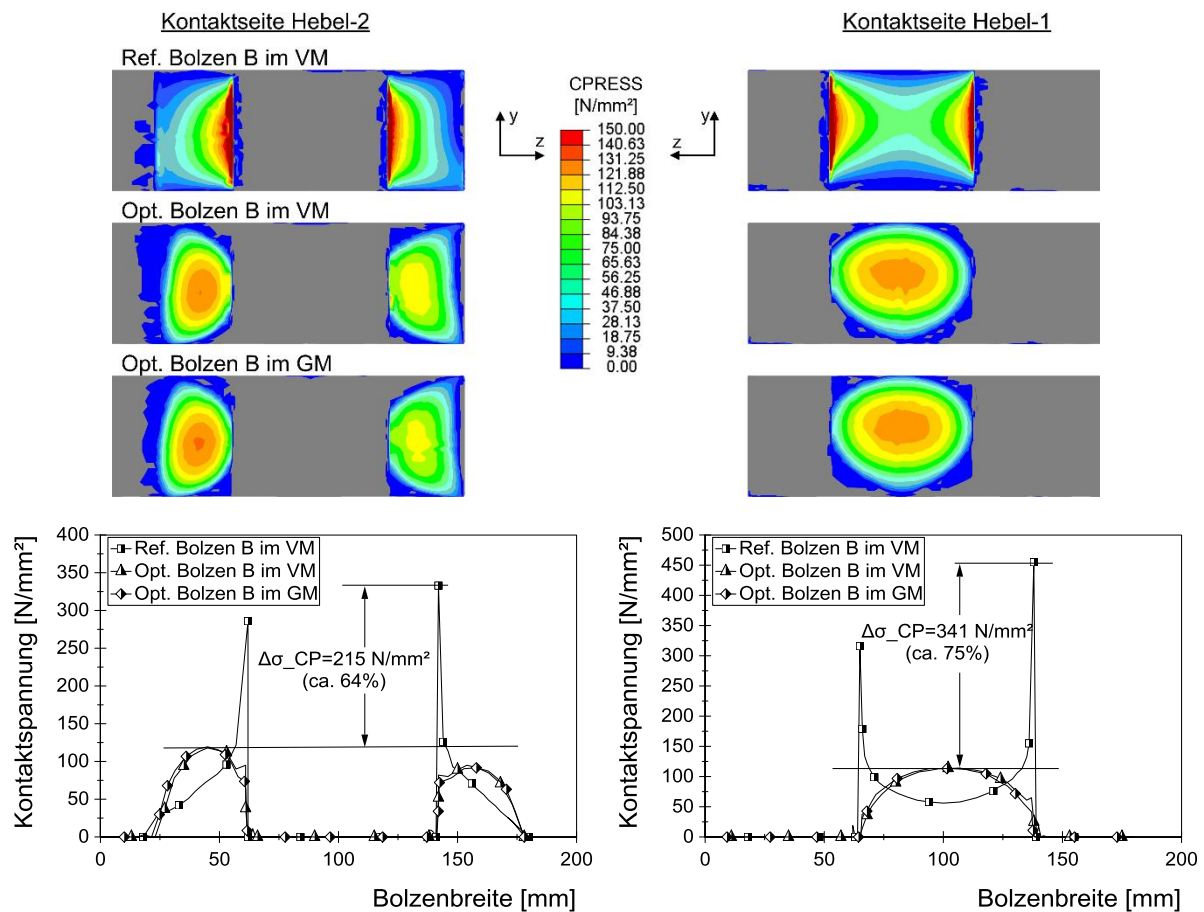


Abbildung 9.24: Vergleich der Kontaktspannungen aus dem Viertelschnitt- und dem Referenz-Modell am Bolzen-B

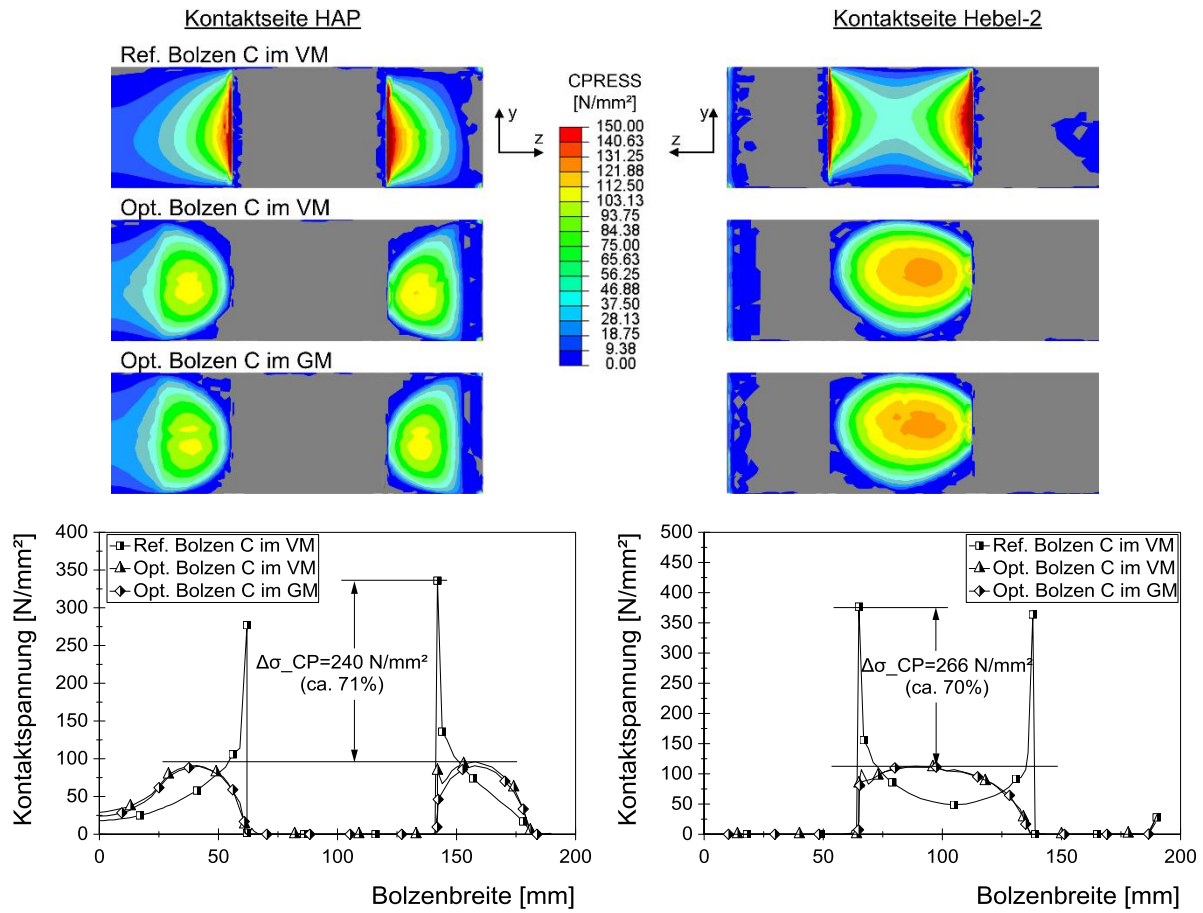


Abbildung 9.25: Vergleich der Kontaktspannungen aus dem Viertelschnitt- und dem Referenz-Modell am Bolzen-C

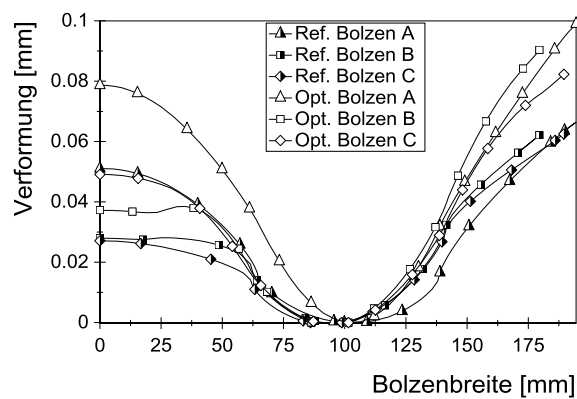


Abbildung 9.26: Gegenüberstellung der Verformungen der optimierten und der Referenzbolzen unter maximaler Schließkraft

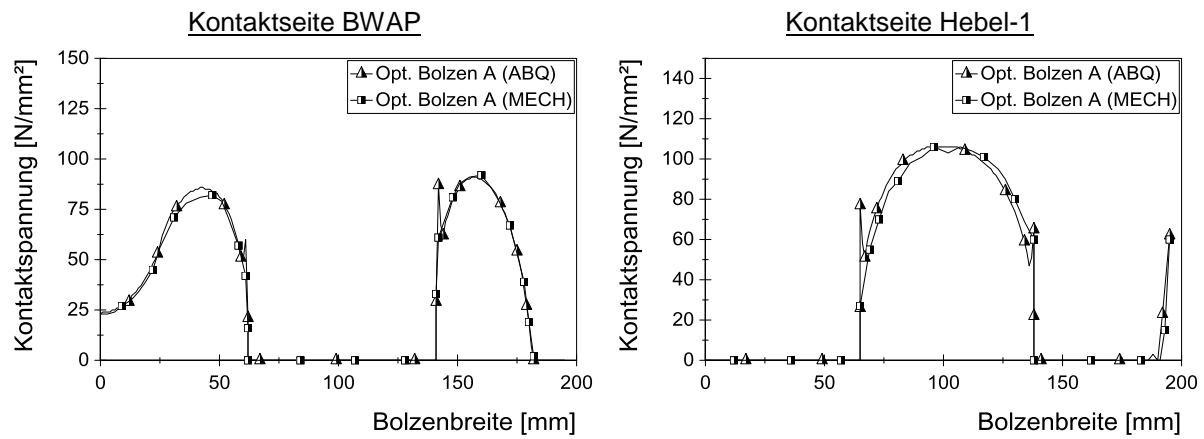


Abbildung 9.27: Vergleich der Kontaktspannungen am Beispiel des optimierten Bolzen-A

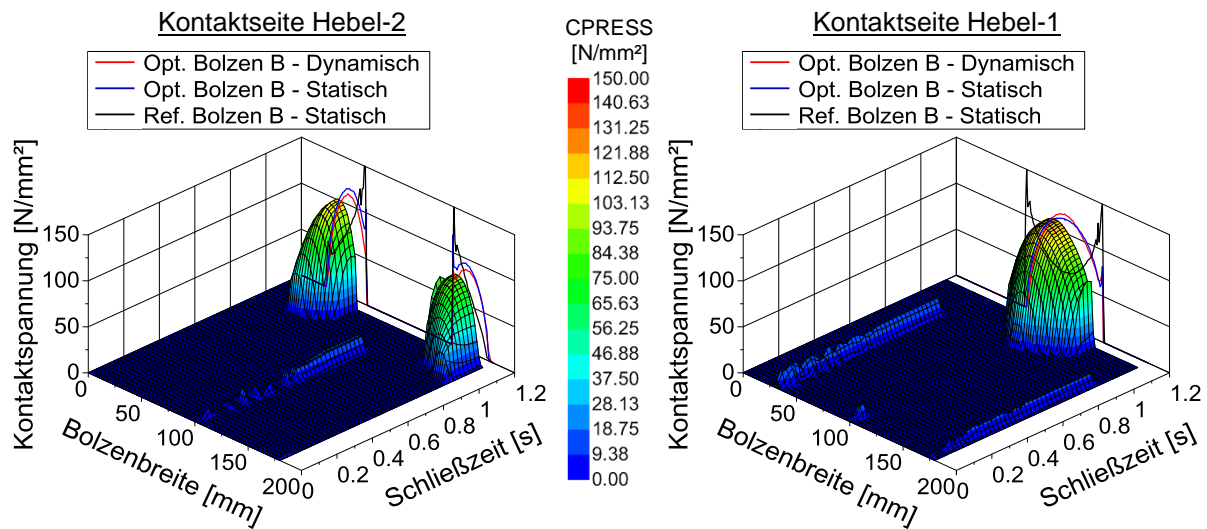


Abbildung 9.28: Zeitabhängige Kontaktspannungsverteilung des optimierten Bolzen-B

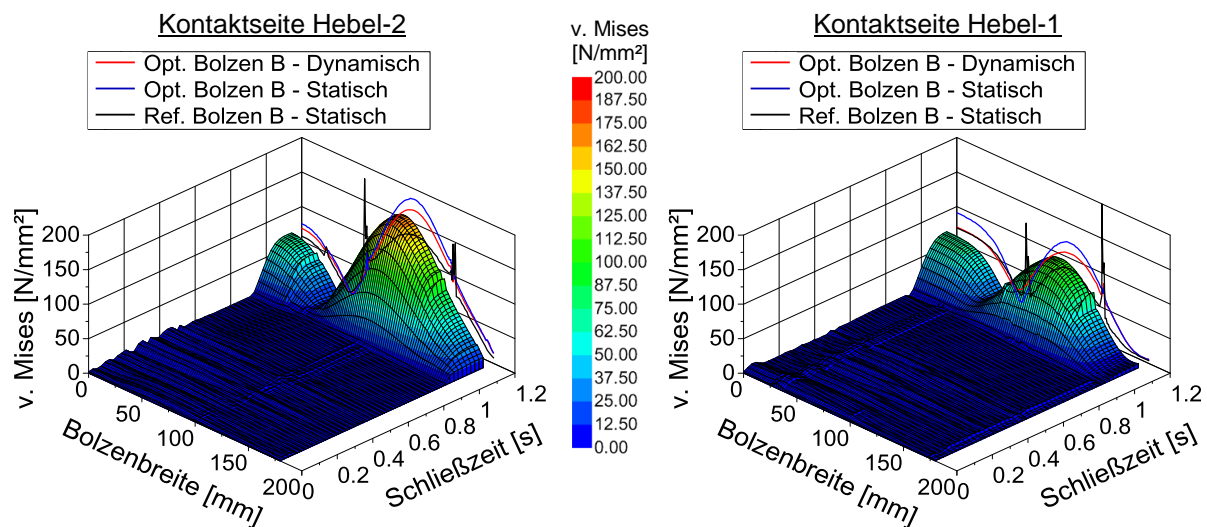


Abbildung 9.29: Zeitabhängige Vergleichsspannung nach v. Mises des optimierten Bolzen-B

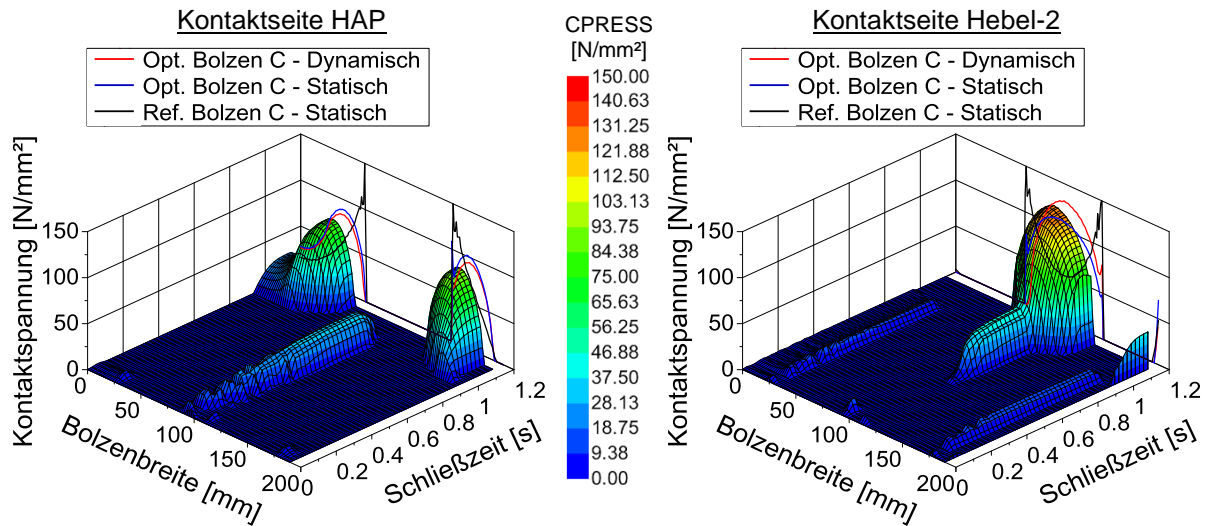


Abbildung 9.30: Zeitabhängige Kontaktspannungsverteilung des optimierten Bolzen-C

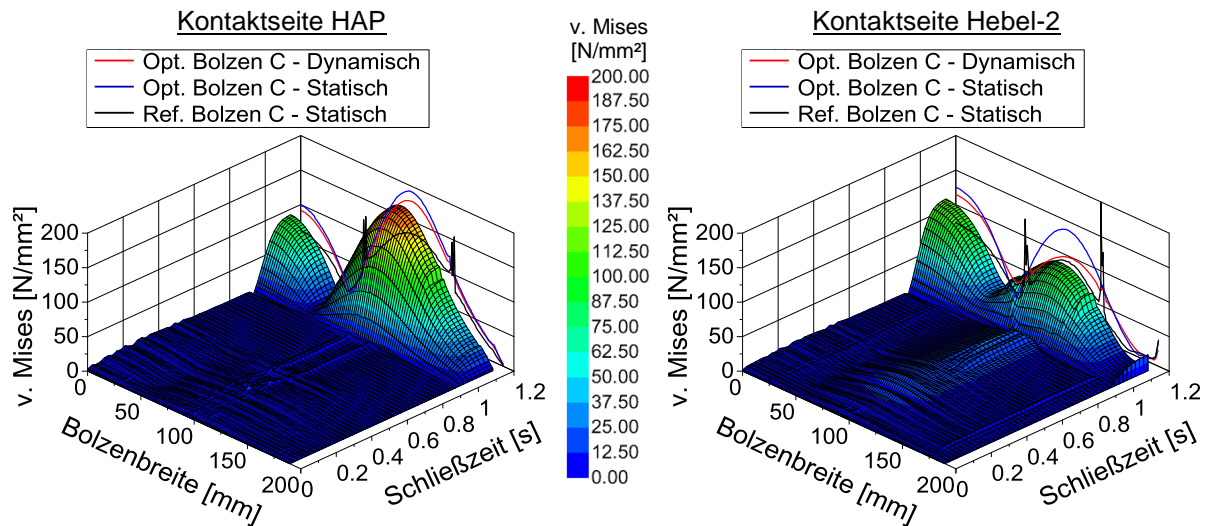


Abbildung 9.31: Zeitabhängige Vergleichsspannung nach v. Mises des optimierten Bolzen-C

9.3 Experimentelle Untersuchungen

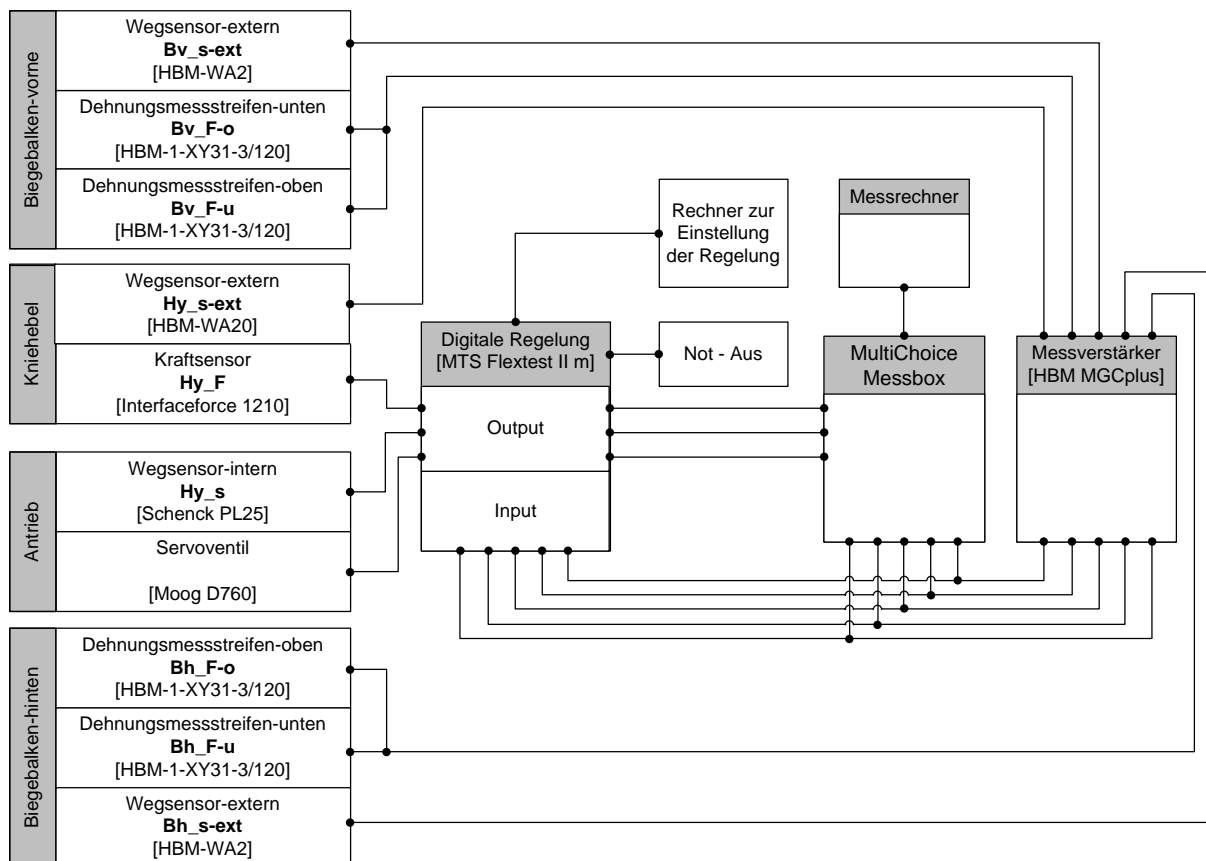


Abbildung 9.32: Schematisches Blockschaltbild des Messaufbaus sowie die Einbindung in die Steuerung der Prüfvorrichtung

Tabelle 9.9: Übersicht der Kanal- und Messgrößenbezeichnungen

Messgröße - Bezeichnung	Kanalname - Bezeichnung
Hydraulikkraft	Hy_F
Hydraulikweg	Hy_s
Hydraulikweg (extern)	Hy_s-ext
Biegebalkenkraft (vorne)	Bv_F
Biegebalkenweg (vorne)	Bv_s-ext
Biegebalkenkraft (hinten)	Bh_F
Biegebalkenweg (hinten)	Bh_s-ext
Prüfkörperspannung (vorne/oben)	PKv_So
Prüfkörperspannung (vorne/unten)	PKv_Su
Prüfkörperspannung (hinten/oben)	PKh_So
Prüfkörperspannung (hinten/unten)	PKh_Su

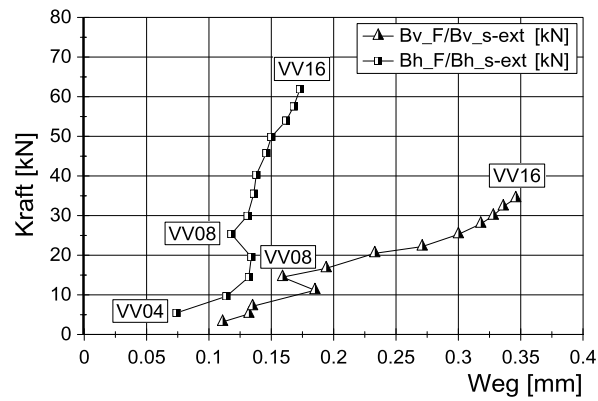


Abbildung 9.33: Gegenüberstellung der Kräfte und Wege am vorderen und hinteren Biegebalken zur Untersuchung der Biegespannungen

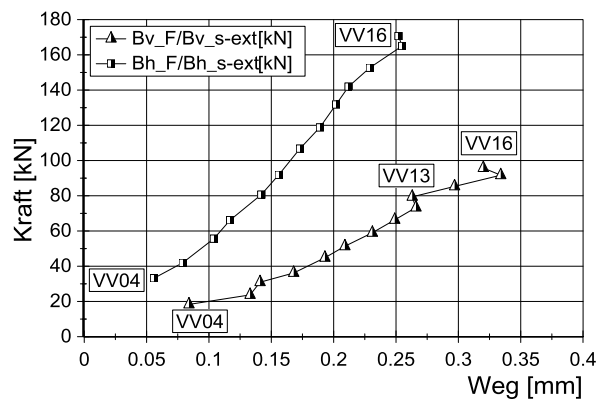


Abbildung 9.34: Gegenüberstellung der Kräfte und Wege am vorderen und hinteren Biegebalken zur Untersuchung der Druckspannungen

Tabelle 9.10: Ergebnisse der Deformationsmessungen an den Biegebalken

Position	Messuhr - oben [mm]	Messuhr - unten [mm]	Wegsensor-ext. [mm]
Biegebalken - vorne	0,61	0,11	0,3
Biegebalken - hinten	0,53	0,05	0,22

9.4 Konzept zur Integration von Festkörpergelenken

Tabelle 9.11: Definition der Geometrieparameter für die Optimierungsstudie der Gelenkvariante-1

Parameter	Einheit	Ausgangsmaß	Minimum	Maximum
<i>R1</i>	<i>mm</i>	1.200	700	2500
<i>R2</i>	<i>mm</i>	1.200	700	2500
<i>R3</i>	<i>mm</i>	10	1	100
<i>R4</i>	<i>mm</i>	50	1	350
<i>h1</i>	<i>mm</i>	50	20	80
<i>h2</i>	<i>mm</i>	100	80	200
<i>b</i>	<i>mm</i>	100	50	200

Tabelle 9.12: Ergebnisse der Optimierungsstudie und abgeleitete Fertigungsmaße der Gelenkvariante-1

Parameter	Einheit	Ausgangsmaß	Ergebnis Optimierung	Maße zur Fertigung
<i>R1</i>	<i>mm</i>	1.200	823,752	823,8
<i>R2</i>	<i>mm</i>	1.200	700	700
<i>R3</i>	<i>mm</i>	10	13,7014	13,7
<i>R4</i>	<i>mm</i>	50	111,356	111,4
<i>h1</i>	<i>mm</i>	50	58,0554	58,1
<i>h2</i>	<i>mm</i>	100	169,669	169,7
<i>b</i>	<i>mm</i>	100	139,378	139,4

Tabelle 9.13: Definition der Geometrieparameter für die Optimierungsstudie der Gelenkvariante-2

Parameter	Einheit	Ausgangsmaß	Minimum	Maximum
<i>R1</i>	<i>mm</i>	1.600	800	2500
<i>R2</i>	<i>mm</i>	600	400	2000
<i>R3</i>	<i>mm</i>	600	400	2000
<i>R4</i>	<i>mm</i>	10	1	100
<i>h1</i>	<i>mm</i>	25	20	80
<i>h2</i>	<i>mm</i>	100	80	200
<i>b</i>	<i>mm</i>	100	50	200

Tabelle 9.14: Ergebnisse der Optimierungsstudie und abgeleitete Fertigungsmaße der Gelenkvariante-2

Parameter	Einheit	Ausgangsmaß	Ergebnis Optimierung	Maße zur Fertigung
<i>R1</i>	<i>mm</i>	1.600	821,863	821,9
<i>R2</i>	<i>mm</i>	600	1.976,24	1.976,2
<i>R3</i>	<i>mm</i>	600	1.998,44	1.998,4
<i>R4</i>	<i>mm</i>	10	5,49111	5,5
<i>h1</i>	<i>mm</i>	25	48,4024	48,4
<i>h2</i>	<i>mm</i>	100	177,249	177,2
<i>b</i>	<i>mm</i>	100	200	200

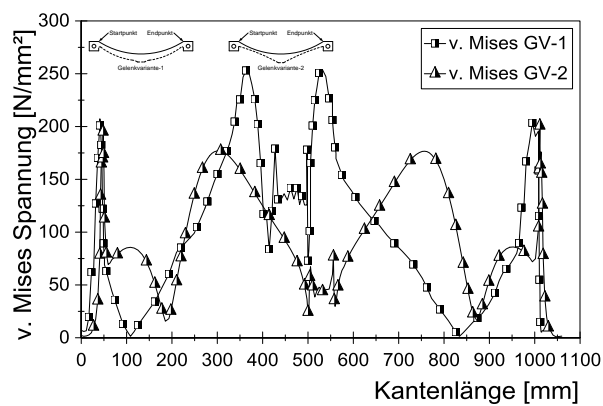


Abbildung 9.35: Vergleichsspannungen nach v. Mises entlang der Unterseite der Gelenkvarianten-1 und -2

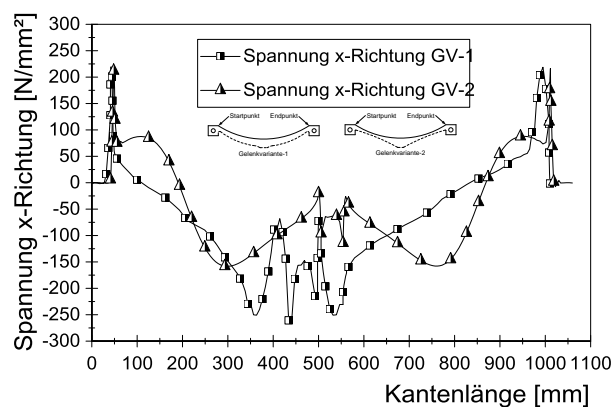


Abbildung 9.36: Hauptnormalspannungen in x-Richtung entlang der Unterseite der Gelenkvarianten-1 und -2

Lebenslauf

Der Lebenslauf ist in der Online-Version aus Gründen des Datenschutzes nicht enthalten.